



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŘEŠENÍ KMITÁNÍ POHONNÉ JEDNOTKY NA DYNAMOMETRU

SOLUTION OF POWERTRAIN VIBRATION ON DYNAMOMETER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JOSEF LUX

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Josef Lux

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Řešení kmitání pohonné jednotky na dynamometru

v anglickém jazyce:

Solution of Powertrain Vibration on Dynamometer

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvořte vhodný výpočtový model pohonné jednotky včetně různých typů spojení s dynamometrem. Vytvořte rovněž zjednodušený model ve vhodném programovém prostředí. Aplikujte na vhodnou pohonnou jednotku.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše výpočtových přístupů k řešení kmitání pohonné jednotky na dynamometru
- 2) Návrh zjednodušených výpočtových modelů
- 3) Návrh výpočtového modelu na základě 3D těles
- 4) Aplikace na vhodnou pohonnou jednotku
- 5) Závěr

Seznam odborné literatury:

- [1] TVRDÝ, L. Experimentální stanovování provozních parametrů pružných hřídelových spojek. Praha. Diplomová práce, 2007
- [2] NOVOTNÝ, P. Virtual Engine – A Tool for Powertrain Development. Brno, 2009. Habilitační práce. VUT v Brně.
- [3] SVÍDA, D. Snižování vibrací a akustických emisí pohonných jednotek aplikací virtuálního motoru. Brno, 2011. Disertační práce. VUT v Brně.
- [4] KUCHAR, P. Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů. Praha, 2007. PHD Thesis. ČZU Praha.
- [5] Kolektiv VÚNM a ČKD Naftové motory čtyřdobé - 1 díl. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [6] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1991

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 22.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá kmitáním pohonné jednotky na dynamometru. Pro tento problém mi byl přidělen šestiválcový motor, který je spojen pomocí pružné spojky s dynamometrem. Na základě zjednodušeného výpočtového modelu je tato soustava modelována v prostředí MBS systému ADAMS View. Jsou řešeny dvě varianty pružných spojek. V poslední části práce je vytvořen jednoduchý program na výpočet vlastních frekvencí soustavy a v závěru práce je provedeno celkové zhodnocení.

KLÍČOVÁ SLOVA

kmitání, pohonná jednotka, dynamometr, pružná spojka, multi body systém

ABSTRACT

This diploma thesis deals with vibration of powertrain on dynamometer. For this problem I got six-cylinder engine, which is connected by flexible coupling to dynamometer. According to simplified computational model is this assembly simulated in MBS of system ADAMS View. Two versions of flexible couplings are dealt. In the final part of the thesis is created single program for calculation self-frequency of this assembly and in the end of this thesis is general evaluation.

KEYWORDS

vibration, powertrain, dynamometer, flexible coupling, multi body system



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LUX, J. *Řešení kmitání pohonné jednotky na dynamometru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 127 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2014

.....

Josef Lux



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji doc. Ing. Pavlovi Novotnému, Ph.D. za odborné rady, cenné připomínky a čas, který mi věnoval při vypracování této diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval svým rodičům, že mi umožnili studium na vysoké škole.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Výpočtové přístupy k řešení kmitání pohonné jednotky na dynamometru.....	11
1.1 Kmitání pohonných jednotek	11
1.2 Kmitání soustrojí s pístovými stroji.....	13
1.3 Diskrétní torzní model	14
1.3.1 Redukce hmot.....	16
1.3.2 Redukce délek	16
1.3.3 Výpočet torzních tuhostí	17
1.3.4 Redukce ostatních připojených hmot.....	17
1.3.5 Pohybové rovnice obecného torzního systému	18
1.3.6 Vlastní a vynucené torzní kmitání	20
1.3.7 Redukce počtu stupňů volnosti soustavy	22
1.4 MKP model	23
1.5 Redukce pružných těles	25
1.5.1 Craig-Bamptonova redukce.....	25
1.5.2 Redukce MKP modelů	25
1.6 MBS model.....	27
1.6.1 Výpočtové modely klikových hřídelí v MBS.....	27
1.6.2 MBS modely vyšší úrovně	30
2 Pružné spojky v torzních systémech	32
2.1 Účel pružných spojek.....	32
2.2 Chování pružných spojek	32
2.3 Charakteristika spojky.....	32
2.4 Dynamická torzní tuhost a tlumení spojky.....	37
3 Aplikace na vhodnou pohonnou jednotku	39
3.1 Popis motoru.....	39
3.2 Základní technické údaje motoru TEDOM TG 250 AV/AH TA EEV	39
3.3 Hlavní technické údaje motoru TEDOM TG 250 AV/AH TA EEV.....	40
3.4 Vnější otáčková charakteristika motoru TEDOM TG 250 AV/AH TA EEV.....	41
4 Indikátorový diagram	42
4.1 $p - V$ diagram	42
4.2 $p - \alpha$ diagram	43
5 Rozbor sil v klikovém mechanismu	45
5.1 Primární síly	46
5.1.1 Síla na píst od tlaku plynů ve válci	46



5.2	Sekundární síly	47
5.2.1	Setrvačná síla posuvných hmot	47
5.2.2	Setrvačná síla rotačních hmot.....	48
5.3	Síla v ose ojnice	49
5.4	Síly působící na ojničním čepu.....	50
5.5	Točivý moment na ojničním čepu	51
6	Návrh zjednodušených výpočtových modelů	54
7	Návrh pružné spojky	57
7.1	Parametry pružné spojky dodané vedoucím práce	57
7.2	Parametry navržené spojky	57
8	Torzní kmitání soustrojí pohonné jednotky a dynamometru.....	60
8.1	Vlastní torzní kmitání	60
8.2	Rezonanční otáčky soustrojí.....	61
8.2.1	Vlastní tvary a frekvence soustavy se spojkou dodanou vedoucím práce	62
8.2.2	Vlastní tvary a frekvence soustavy s navrženou spojkou	64
8.2.3	Porovnání vlastních tvarů soustav s dodanou a navrženou spojkou.....	67
9	Návrh výpočtového modelu na základě 3D těles.....	69
9.1	Tvorba výpočtového modelu v MBS systému ADAMS View	69
9.2	Zatížení modelu	72
9.3	Tlumení pružné spojky.....	73
10	Výsledky simulací v MBS systému	76
10.1	Výsledky simulací pro soustavu se spojkou dodanou vedoucím práce.....	76
10.2	Výsledky simulací pro soustavu s navrženou spojkou.....	78
11	Program na výpočet vlastních frekvencí	80
	Závěr	82
	Seznam použitých zkratk a symbolů	85
	Seznam příloh	89



ÚVOD

Torzní vibrace postihovaly pístové spalovací motory a soustrojí s nimi spojenými od počátku jejich vývoje před více než 100 lety. V této době docházelo k poruchám řadových šestiválcových lodních motorů. Teprve při opakovaných poruchách těchto motorů byla zjištěna existence torzního kmitání. Tento poznatek, že k lomům klikových hřídelí docházelo vlivem překročení meze únavy, vedl k rozvoji teorie torzního kmitání.

I v dnešní době, velkého rozmachu výpočetní techniky a speciálních programů, představují torzní vibrace velký problém, kterým je vhodné se zabývat. Často se vyskytuje nadměrné kmitání soustav, které vede k uvolňování rotorů a nábojů hnaných strojů, odtrhávání lopatek ventilátorů, poruše pružných spojek a v nejhorším případě k závažným poruchám celého soustrojí.

Proto je vhodné se zabývat teorií kmitání soustav pomocí nejmodernějších výpočetních prostředků. Jedná se především o soustavy řešené pomocí MBS se zahrnutím konečno-prvkových těles. Díky tomu je možné předpovídat chování reálných systémů ještě ve fázi vývoje virtuálních prototypů.

V této práci je řešeno kmitání pohonné jednotky na dynamometru. Řešen je šestiválcový motor, který je spojen pružnou spojkou s rotorem dynamometru.

V úvodu této práce jsou popsány výpočtové přístupy k řešení kmitání pohonné jednotky na dynamometru. Další část práce se zabývá teorií pružných spojek, které se velmi často používají v soustrojích se spalovacími motory. Následně je představen zadaný šestiválcový motor a je proveden rozbor sil v klikovém mechanismu, který bude později sloužit pro aplikaci zatížení. Další kapitola se zabývá návrhem zjednodušeného výpočtového modelu, který vychází z teorie diskrétního torzního modelu, a návrhem pružné spojky. V předposlední části práce je podle zjednodušeného výpočtového modelu vytvořen model na základě 3D těles v multi-body systému ADAMS View. V poslední části práce je zpracován jednoduchý program na výpočet vlastních frekvencí soustavy.



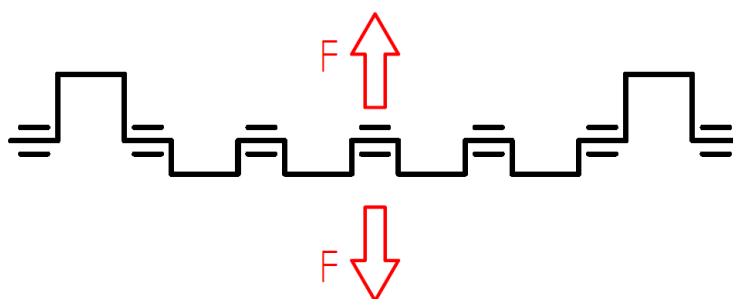
1 VÝPOČTOVÉ PŘÍSTUPY K ŘEŠENÍ KMITÁNÍ POHONNÉ JEDNOTKY NA DYNAMOMETRU

Přístupů, kterými lze řešit kmitání pohonné jednotky na dynamometru, je více. V současné době velkého rozvoje speciálních výpočtových programů, které dovolují modelovat reálné soustavy, je sestavování a odlaďování virtuálních prototypů mnohem jednodušší než dříve. Většinou je to počítačem podporované modelování na bázi CAD, MKP a MBS se zahrnutím hydrodynamických modelů kluzných ložisek a zohledňujících i mnoho fyzikálních dějů. Velká výhoda těchto programů spočívá v tom, že při změně konstrukce dokážou rychle analyzovat a řešit kritické místo. Tím vzniká velká možnost nalezení optimálního řešení pro konkrétní úlohu a odlaďování virtuálního prototypu před realizací i během provozu funkčního prototypu. Další možností je nahradit skutečnou soustavu pomocí diskrétních členů. Tento přístup je určitým zjednodušením a hodí se do fáze předběžného návrhu. Oproti komplexním modelům nedává tak přesné výsledky, ale jeho výhoda spočívá v rychlé změně základních parametrů modelu. Oba tyto přístupy jsou popsány diferenciálními rovnicemi a řešení se provádí numerickými metodami. Správnost výsledků výpočtového modelování je vždy dobré ověřit měřením sledovaných parametrů na funkčním prototypu.

1.1 KMITÁNÍ POHONNÝCH JEDNOTEK

Zvyšování výkonu a rychloběžnosti spalovacích motorů vedlo k častým poruchám, především únavovým lomům klikového hřídele, než byla objasněna příčina těchto jevů. Únavové lomy nebyly způsobeny pouze tlakem plynů ve válci a setrvačnými silami pohybujícími se hmot, nebo špatnou konstrukcí, ale hlavně periodickým kmitáním klikového hřídele, které je způsobeno jeho pružností. Mezi hlavní druhy kmitání patří: [1]

- **Ohybové:** Toto kmitání způsobují periodicky proměnné síly, které působí kolmo na osu klikového hřídele. Jsou to harmonické složky radiálních a tečných sil na klíce od tlaku plynů a setrvačných sil, ale také nevyvážené odstředivé síly rotujících částí. Vlastní frekvence ohybového kmitání závisí na vzdálenosti dvou sousedních ložisek klikového hřídele. Je-li tato vzdálenost malá, je vlastní frekvence ohybového kmitání vysoká a nehrozí nebezpečí rezonancí v provozních otáčkách motoru a naopak. Frekvence vlastního ohybového kmitání je ovlivňována zejména tuhostí klikového hřídele, ložisek, rámu motoru a ložiskovou vůlí. [1]



Obr. 1 Ohybové kmitání klikového hřídele



- **Podélné:** Kmitání je rovnoběžné s osou hřídele, při němž se hřídel periodicky zkracuje a prodlužuje. Samo o sobě není nebezpečné. [1]



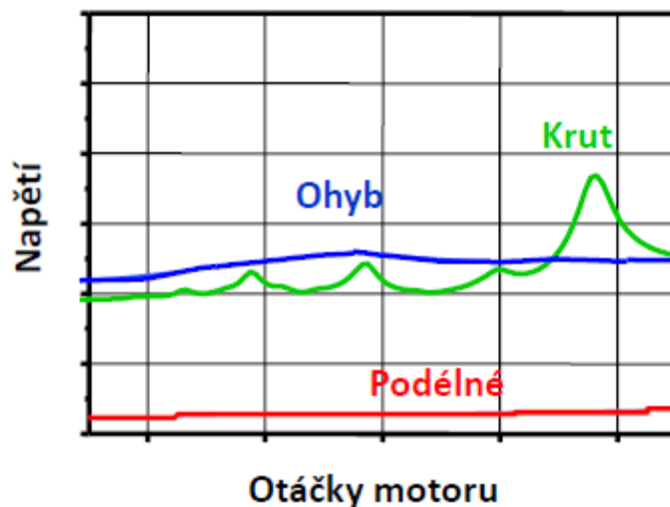
Obr. 2 Podélné kmitání klikového hřídele

- **Torzní:** Kmitání je způsobeno časovou proměnností krouticího momentu. Kmity se vnášejí na kývání hřídele od nerovnoměrnosti chodu a na statické kroucení hřídele způsobené tečnými silami na klikovém hřídeli. Je-li vlastní frekvence kmitání shodná s frekvencí vynuceného kmitání, dochází k rezonanci a torzní kmity dosahují velkých hodnot. Rezonance a kritické otáčky se v tomto stavu projevují hlukem a chvěním. [1]



Obr. 3 Torzní kmitání klikového hřídele

Výše uvedené druhy kmitání a jejich vliv na napětí v klikovém hřídeli v závislosti na otáčkách motoru znázorňuje Obr. 4. Z tohoto obrázku je patrné, že napětí způsobené podélnými a ohybovými kmity se při zvyšujících otáčkách motoru výrazně nemění a jeho hodnota zůstává téměř konstantní. Naproti tomu napětí způsobené torzními kmity je závislé na otáčkách motoru. Velikost tohoto napětí závisí především na tom, zda se v určitém okolí provozních otáček projevuje rezonance harmonické složky. Potom výchylky odpovídající rezonancím jednotlivých harmonických složek dosahují velkých hodnot, ale největší výchylky v rezonanci přísluší hlavním řádům harmonických složek κ_n , které jsou pro každý motor jiné. Tyto výchylky způsobují přídavné napětí v klikovém hřídeli a mají rozhodující vliv na jeho pevnost a životnost. V některých případech je lze snížit na přípustnou hranici pomocí přídavných zařízení, tzv. torzních tlumičů, které se instalují do míst s největší amplitudou. Z toho je patrné, že každý motor má rezonanční otáčky jinde a snahou je, aby rezonance příslušející hlavním řádům harmonických složek ležely nad nebo pod provozními otáčkami (čím vyšší řád harmonické složky, tím nižší je vydatnost). Provoz pohonných jednotek v této oblasti způsobuje velké namáhání a v některých případech i destrukci klikových hřídelí.



Obr. 4 Vliv napětí v závislosti na otáčkách motoru pro základní druhy kmitání [5]

1.2 KMITÁNÍ SOUSTROJÍ S PÍSTOVÝMI STROJI

Soustrojí pohonné jednotky a dynamometru si lze obecně představit jako soustavu hnacího (spalovací motor) a hnaného stroje (dynamometr, generátor atd.) spojených tak, aby mohly vykonávat danou funkci. Toto spojení je realizováno pomocí hřídelů, hřídelových spojek, převodovek, nebo klínových řemenů. [2]

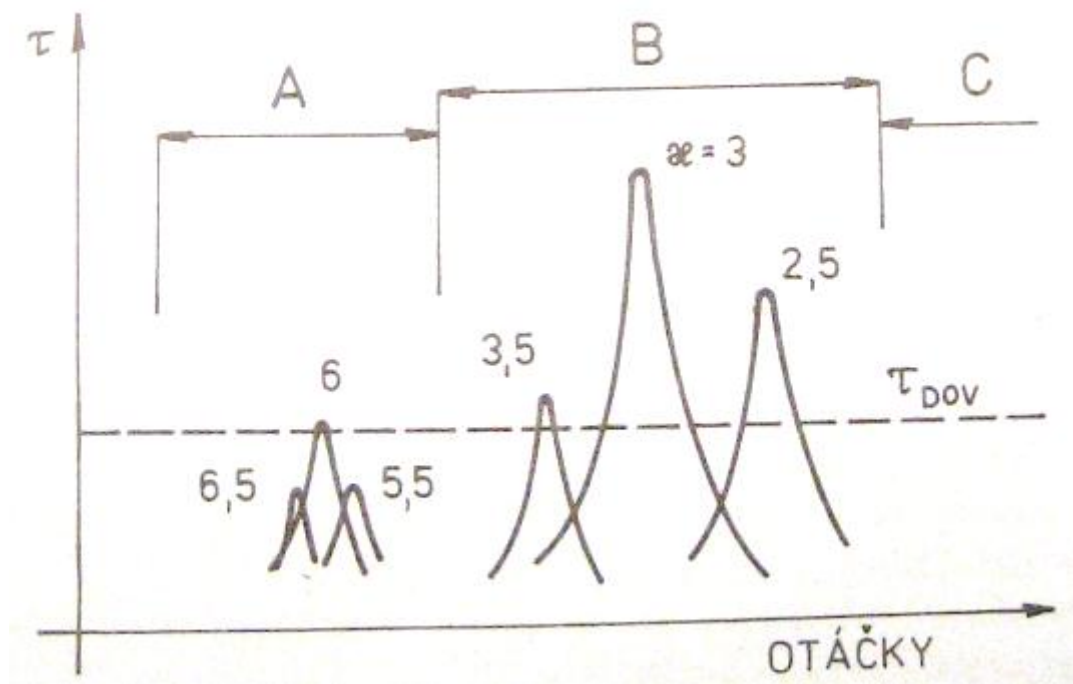
Toto soustrojí nebo jeho část si můžeme nahradit soustavou, která má stejnou pohybovou energii, jako ta část, kterou jsme nahradili. Z dynamického hlediska si můžeme toto soustrojí představit jako hmotné kotouče spojené nehmotnými pružnými vazbami. [2] Toto nahrazení je charakteristické pro diskrétní soustavy. Na opačné straně jsou plnohodnotné trojrozměrné soustavy řešené pomocí multi-body systémů (MBS). Tyto obě zmíněné soustavy mohou kmitat. U pístového spalovacího motoru je nejvíce nebezpečné torzní kmitání, které je hlavní příčinou kmitání klikového mechanismu a dalších hmot k němu připojených.

Intenzita kmitání závisí především na poměru dynamických vlastností (tuhost a hmotnost - vlastní frekvence) a buzení. V lepším případě se budící účinky v soustavě snižují, ale v horším případě dochází k jejich zvyšování a vzniklá namáhání vedou k závažným poruchám. [2]

Nejjednodušší způsob, jak spojit soustrojí, je připojit přírubu hnaného stroje (dynamometr, generátor) přímo na přírubu klikového hřídele motoru. Ačkoli je toto uspořádání kompaktní, jednoduché a levné, nelze ho použít vždy. Na Obr. 5 je zobrazeno torzní spektrum šestiválcového motoru pro jednouzlové kmitání. Motory, s nižším počtem válců, spadající do skupiny A, lze spojit pomocí pevného spojení s hnaným strojem. V této oblasti se většinou neprojeví rezonance a namáhání klikových hřídelů od těchto rezonancí nepřesáhne dovolené hodnoty. V nejhorších případech lze snížit namáhání pomocí torzních tlumičů. Naproti tomu u motorů s vyšším počtem válců nelze toto pevné spojení realizovat, protože se v oblasti provozních otáček projevují vydatné rezonance – oblast B. V této oblasti si již většinou nevystačíme s použitím torzních tlumičů, protože vycházejí příliš veliké. Možnost použití torzního tlumiče ještě v této oblasti, je jeho pružným připojením ke klikovému hřídeli. Nevýhoda tohoto uspořádání však spočívá v tom, že tlumič intenzivně kmitá a může dojít



k jeho zadření, následně k lomu klikového hřídele a destrukci celého soustrojí. Jediným řešením v tomto případě je spojení hnacího a hnaného stroje pomocí torzně pružné spojky. Vlastní frekvence se sníží tak, že se hlavní rezonance posune pod provozní otáčky - oblast C. Hlavním úkolem torzně pružné spojky je v tomto případě příznivé ovlivnění torzního spektra soustrojí. [2]



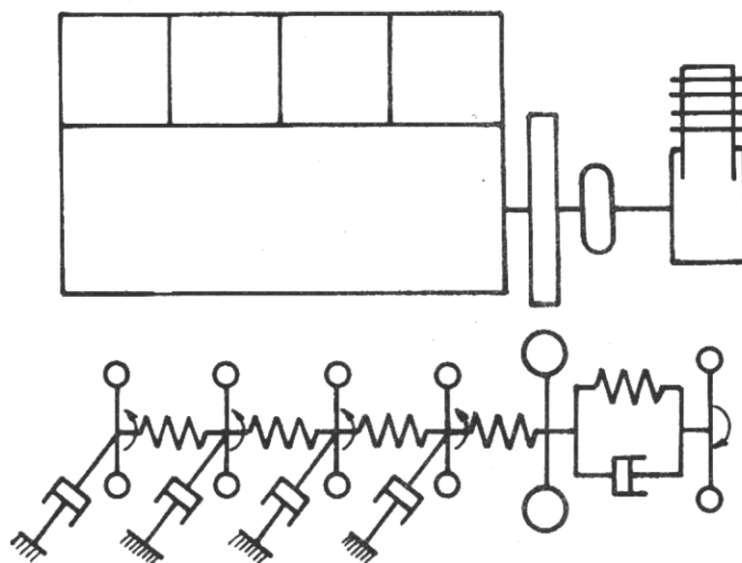
Obr. 5 Spektrum torzního namáhání klikového hřídele řadového šestiválcového motoru pro první tvar kmitání [2]

1.3 DISKRÉTNÍ TORZNÍ MODEL

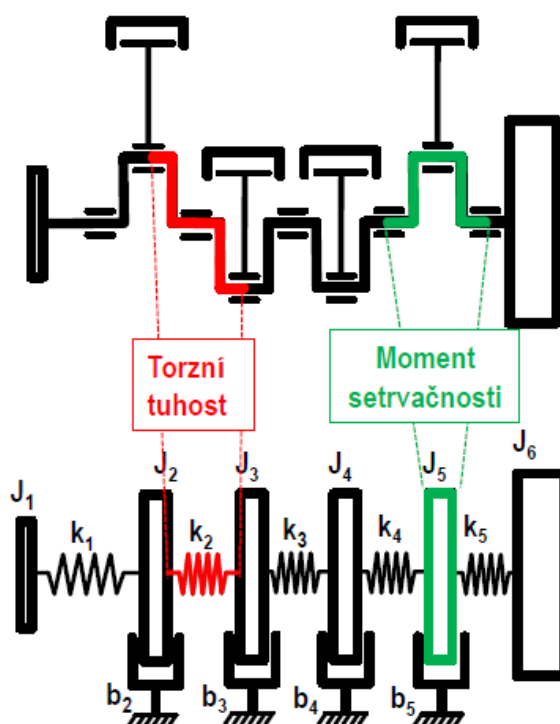
Spalovací motor a jeho subsystemy jsou složité systémy a při jejich modelování je třeba k nim vhodně přistupovat. Reálné torzní systémy jsou spojité. Jejich matematické modelování by bylo obtížné a nemožné, proto se nahrazují diskrétními systémy. [4]

Tento model je nejpoužívanější a nejrozšířenější pro výpočet torzního kmitání. Při tomto modelování se nahrazuje skutečná soustava dynamicky ekvivalentní soustavou, Obr. 6 a Obr. 7. Z této soustavy se neurčí jen vlastní frekvence a příslušné kritické otáčky, ale i namáhání klikového hřídele torzními kmity, úhlové výchylky a zrychlení jednotlivých hmot. Původní soustava se nahradí hmotnými kotouči, které jsou spojeny válcovým nehmotným hřídelem, s pružnou konstantou k . Jedná se o redukci hmot a délek. Toto zjednodušení je možné pouze tehdy, jsou-li splněny následující podmínky: [1] [3]

- Hmoty jsou konstantní a nezávislé na čase.
- Délky jsou konstantní a nezávislé na čase.
- Hmoty jsou redukovány do os válců nebo rovnoměrně rozloženy podél klikového hřídele.
- Hřídel je nehmotný. [1]



Obr. 6 Skutečná soustava (nahore) a náhradní torzní soustava (dole) [2]



Obr. 7 Princip redukce klikového mechanismu, skutečná soustava (nahore) a náhradní torzní soustava (dole) [5]

Tento model, jak už sám název vypovídá, lze použít pouze pro řešení torzního kmitání. Nelze jím postihnout jiné kmity, jako jsou axiální nebo ohybové. Avšak v případě víceválcových



spalovacích motorů jsou to torzní kmity, které představují největší problém a přenáší se dál na ostatní připojené hmoty.

1.3.1 REDUKCE HMOT

Hmoty zalomení s ojnící a pístem nahrazujeme kotoučem s konstantním momentem setrvačnosti, přičemž náhradní kotouč musí mít stejnou pohybovou energii jako nahrazovaná část ústrojí. Při redukci soustředíme momenty setrvačnosti uvažované části klikového hřídele na jeho osu a hmoty (rotační část ojnice, posuvné části pístní skupiny) většinou na poloměr kliky. [1]

Při redukci zalomení klikového hřídele je hmotnost rozdělena mezi středy dvou sousedních hlavních ložisek. Moment setrvačnosti se skládá z momentu setrvačnosti zalomení k ose procházející těžištěm a součinu hmotnosti rotační části ojnice a čtverce její vzdálenosti těžiště od osy klikového hřídele. [1]

$$I_{rot} = I_{zal} + m_{roj} \cdot r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]} \quad (1)$$

I_{rot}	[kg · m ²]	- moment setrvačnosti rotujících hmot
I_{zal}	[kg · m ²]	- moment setrvačnosti zalomení
m_{roj}	[kg]	- hmotnost rotační části ojnice
r	[m]	- poloměr klikového hřídele

Redukovaná hmotnost všech posuvných částí jednoho válce motoru se skládá z hmotnosti pístu, pístních kroužků, pístního čepu a posuvné části ojnice. Z podmínky rovnosti střední hodnoty kinetické energie před a po redukci plyne: [1]

$$I_{pos} = (m_p + m_{poj}) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]} \quad (2)$$

I_{pos}	[kg · m ²]	- moment setrvačnosti posuvných hmot
m_p	[kg]	- hmotnost pístní skupiny (píst, pístní kroužky, pístní čep)
m_{poj}	[kg]	- hmotnost posuvné části ojnice
λ	[–]	- klikový poměr

Výsledný redukovaný moment setrvačnosti i-té části řadového motoru je potom součtem dílčích momentů setrvačnosti:

$$I_{red} = I_{rot} + I_{pos} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]} \quad (3)$$

1.3.2 REDUKCE DÉLEK

Při redukci délek se část klikového hřídele mezi kotouči nahrazuje válcovým nehmotným hřídelem o průměru D_{red} a délce l_{red} tak, aby původní a redukovaný hřídel měl stejnou pružnost. Jinak řečeno, při působení stejného krouticího momentu se původní a redukovaný hřídel musí nakroutit o stejný úhel. Vzhledem ke zjednodušení předpokládáme přenos krouticích momentů od jednoho konce klikového hřídele k druhému. Ve skutečnosti je nakroucení způsobeno tečnými silami na klice. [1]



Působením krouticího momentu M_k na hladkém přímém hřídeli délky l_{red} se hřídel zkroutí o úhel φ , který je dán vztahem:

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l_{red}}{G \cdot I_p} [rad] \quad (4)$$

φ	[rad]	- úhel zkroucení
M_k	[N · m]	- krouticí moment
l_{red}	[m]	- redukovaná délka hřídele
G	[MPa]	- modul pružnosti ve smyku
I_p	[m ⁴]	- polární moment setrvačnosti hřídele v krutu

Pro hladký válcový hřídel o průměru D_{red} je polární moment setrvačnosti I_p :

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} [m^4] \quad (5)$$

D_{red} [m] - redukovaný průměr hřídele

Pro hladký plný válcový hřídel o průměru D_{red} je redukovaná délka l_{red} určena vztahem:

$$l_{red} = l \cdot \frac{I_{p,red}}{I_p} [m] \quad (6)$$

$I_{p,red}$ [m⁴] - redukovaný polární moment setrvačnosti hřídele v krutu

Pro dutý hřídel platí vztah:

$$l_{red} = l \cdot \frac{D_{red}^4}{D^4 - d^4} [m] \quad (7)$$

D [m] - vnější průměr hřídele
 d [m] - vnitřní průměr hřídele

Redukované délky různých částí hřídele a redukované délky zalomení jsou detailně uvedeny v literatuře. [1] Nejvíce se pro stanovení redukovaných délek používají vztahy podle Ker-Wilsona a B. Cartera.

1.3.3 VÝPOČET TORZNÍCH TUHOSTÍ

Tuhost hřídele mezi jednotlivými kotouči spojenými válcovým nehmotným hřídelem délky l_{red} je dána vztahem:

$$k = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{G \cdot I_p}{l_{red}} [Nm/rad] \quad (8)$$

k [N · m/rad] - torzní tuhost

1.3.4 REDUKCE OSTATNÍCH PŘIPOJENÝCH HMOT

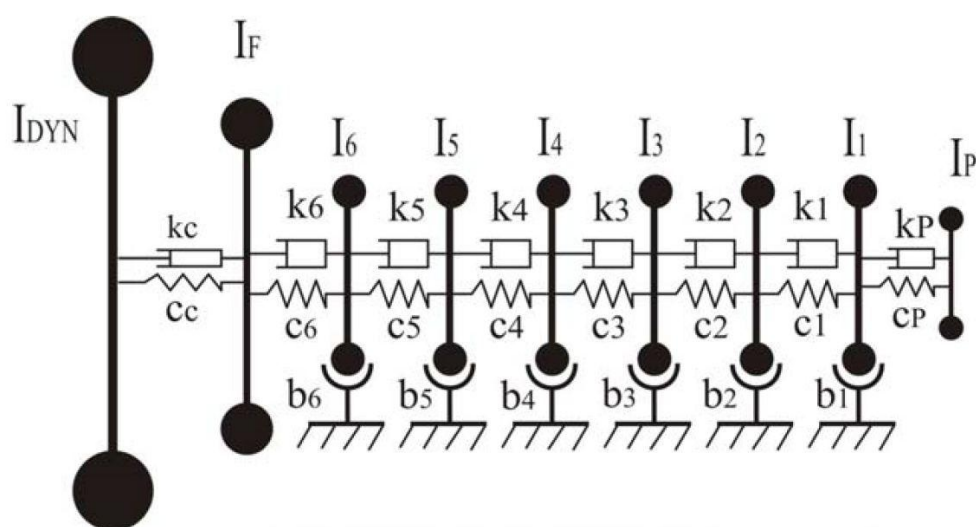
Zatím jsem se zabýval redukcí klikového mechanismu samotného spalovacího motoru. Ovšem spalovací motor většinou pracuje v rámci určitého soustrojí (motor - převodovka,



motor - dynamometr, motor - generátor). Tyto ostatní hmoty je potřeba také dále redukovat, bavíme-li se o diskretních torzních systémech. Jsou to např. řemenice, rotory, vrtule apod. Jedná se vlastně o hmotné kotouče, které jsou většinou spojeny s hnacím strojem spojkami nebo spojovacími hřídelemi. Jejich tuhost se např. zjistí z katalogů výrobce nebo experimentálně. Momenty setrvačnosti se u jednoduchých tvarů určí pomocí obecně známých vztahů, nebo dnes převážně s využitím CAD programů.

S rostoucím vývojem výpočetní techniky a speciálních programů, (např. ANSYS, ADAMS) které umožňují modelovat reálné systémy, se neustále tento model používá. Jeho výhoda spočívá v jednoduchosti a při přesném nahrazení soustavy dává dobré výsledky.

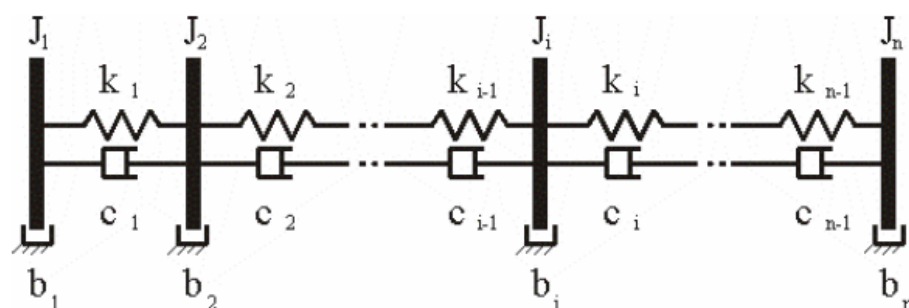
Torzní model řadového šestiválcového motoru ve spojení s dynamometrem je zobrazen na Obr. 8.



Obr. 8 Diskrétní torzní model šestiválcového motoru ve spojení s dynamometrem [6]

1.3.5 POHYBOVÉ ROVNICE OBECNÉHO TORZNÍHO SYSTÉMU

Při řešení torzního kmitání nás zajímají vlastní frekvence a tvary kmitání navržené soustavy. Obecný výpočtový model pro řešení torzního kmitání je na Obr. 9.



Obr. 9 Diskrétní torzní model pro n – hmot [9]



Pohybová rovnice kmitání pro soustavu těles s více stupni volnosti má tvar:

$$M \cdot \ddot{q} + B \cdot \dot{q} + K \cdot q = F(t) \quad (9)$$

Kde význam jednotlivých členů je následující:

- M - matice hmotnosti
- B - matice tlumení
- K - matice tuhosti
- q - vektor souřadnic
- F - vektor zatížení

Při řešení torzního kmitání se uvažuje volné netlumené kmitání. Rov. 9 přejde do tvaru:

$$M \cdot \ddot{q} + K \cdot q = 0 \quad (10)$$

Matice hmotnosti má tvar:

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & m_n \end{bmatrix} \quad (11)$$

Matice tuhosti má tvar:

$$K = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{n1} & k_{n2} & \dots & k_{nn} \end{bmatrix} \quad (12)$$

Předpokládaný tvar řešení:

$$q = w \cdot e^{i\Omega t} \quad (13)$$

w - vektor vlastních tvarů

Po dosazení do pohybové rovnice dostaneme tvar:

$$(K - \Omega^2 \cdot M) \cdot w = 0 \quad (14)$$

Ω - vlastní úhlová rychlost

Převedením na problém vlastních čísel dostaneme tvar:

$$(M \cdot K^{-1} - \Omega^2 \cdot E) \cdot w = 0 \quad (15)$$

- E - jednotková matice
- $V = M \cdot K^{-1}$ - modální matice
- $\lambda = \Omega^2$ - vlastní číslo



Řešením jsou vlastní úhlové frekvence a jim příslušející vektory vlastních tvarů kmitání. Vlastní tvary jsou poměrnými veličinami, proto stačí zvolit výchylku první hmoty (např. jednička) a ostatní výchylky jsou její násobky.

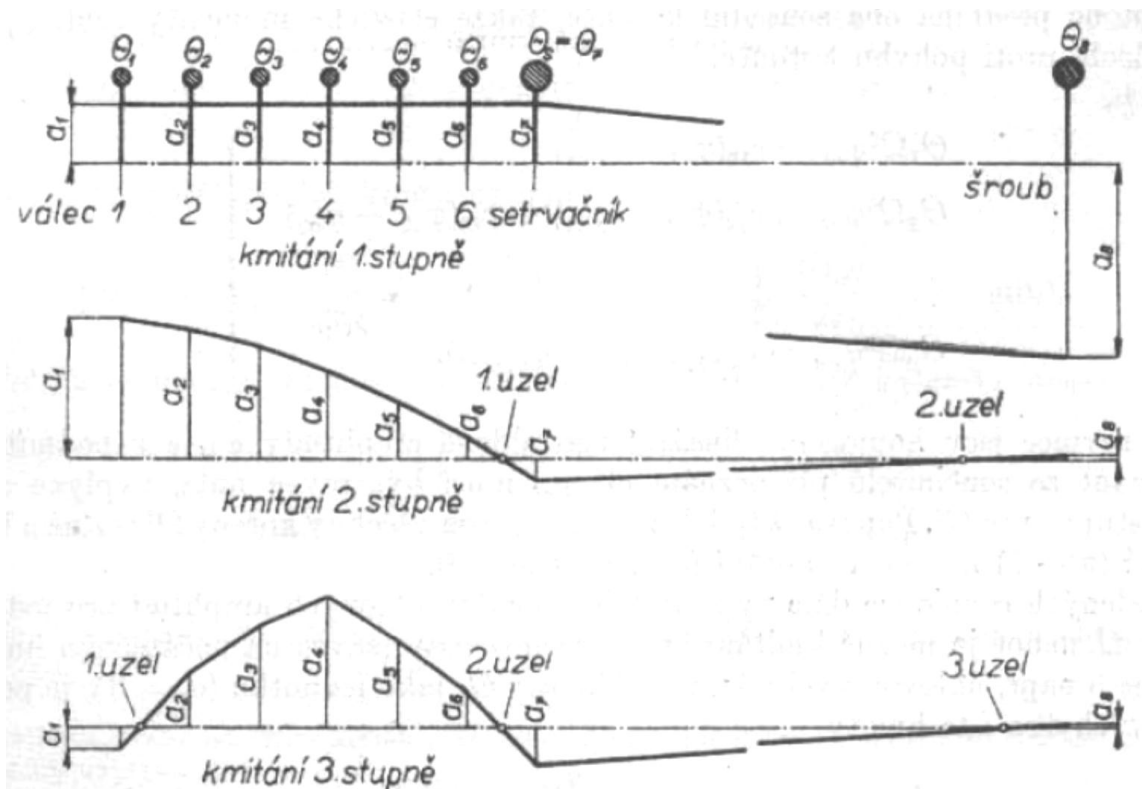
Poměrná amplituda je dána vztahem:

$$a_i = \frac{w_{0i}}{w_{01}} [-] \quad (16)$$

Nejjednodušší rovnice lze řešit bez výpočetní techniky, ale dnes většinou pomocí počítačových programů.

1.3.6 VLASTNÍ A VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Kmitavý (harmonický) pohyb n - hmotové soustavy je dán počtem kmitů za jednotku času (např. Hz) a maximálními amplitudami (poměrné amplitudy). U nich stačí určit pouze poměr a vztáhnout je k výchylce např. první hmoty, protože jejich velikost závisí jenom na počátečním impulsu. Tvar vlastního kmitání je dán tzv. výkmitovou čarou, která se kreslí nad osu redukovaného hřídele, viz Obr. 10. Protne-li tato čára osu redukovaného hřídele, jde o tzv. vibrační uzel. Podle toho kolik je na hřídeli uzlů rozeznáváme tvary kmitání na jednouzlové, dvouzlové atd. Počet tvarů kmitání je $n - 1$, má-li soustava n hmot (kotoučů). V praxi nás u motorů, ke kterým je ještě pružně připojena další hmota (např. dynamometr, lodní šroub), zajímají první dva vlastní tvary kmitání. Kmitání vyšších stupňů není tak důležité, protože frekvence tohoto kmitání jsou vysoké a v provozních otáčkách se většinou neprojeví. [1]



Obr. 10 Tvary vlastního kmitání lodního šestiválce [1]



Vlastní kmitání není tak nebezpečné, protože vlivem odporů vymizí. Daleko nebezpečnější je vynucené kmitání, které způsobují periodické krouticí momenty na jednotlivých zalomeních. Tento moment lze rozložit do Fourierovy řady sinusových funkcí s různou amplitudou a fázovým posunem - tzv. harmonické složky. Pro čtyřdobé motory je řád harmonické složky dán počtem period za jednu otáčku klikového hřídele, tedy: [2]

$$\kappa = \frac{x}{2} [-] \quad (17)$$

$$x = 1, 2, 3, \dots$$

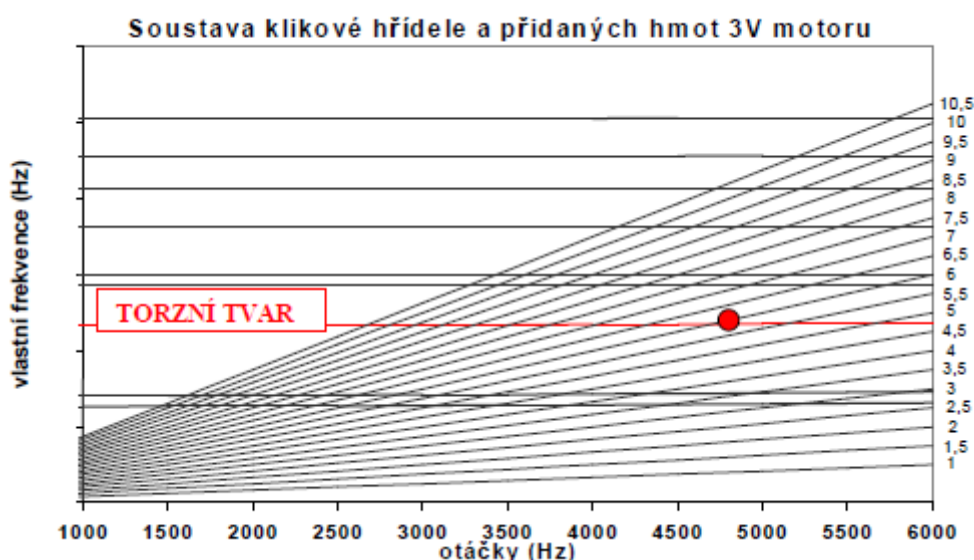
Nastane-li shoda frekvence, daná násobkem některé harmonické složky, s frekvencí vlastního kmitání, dojde k rezonanci. Z toho je patrné, že soustrojí má řadu kritických otáček. Závislost vlastních frekvencí na otáčkách udává tzv. Campbellův diagram, viz Obr. 11. [1]

Rezonanční otáčky se určí podle vztahu:

$$n_{k,rez} = \frac{N_k}{\kappa} [Hz] \quad (18)$$

N_k [Hz] - vlastní frekvence k-tého stupně kmitání

Všechny kritické otáčky nejsou nebezpečné, protože velikost rezonančních výchylek závisí na velikosti harmonických složek a na vydatnosti rezonancí. Největší vydatnost přísluší hlavním řádům harmonických složek χ_h , které jsou u motorů s pravidelným rozestupem zážehů rovny celočíselnému násobku polovičního počtu válců. Vydatnost těchto řádů je dána algebraickým součtem poměrných výchylek. Naproti tomu vydatnost vedlejších řádů lze ovlivnit vhodným pořadím zapalování a docílit toho, že jsou tyto řády v provozních otáčkách potlačeny. [1] [2]

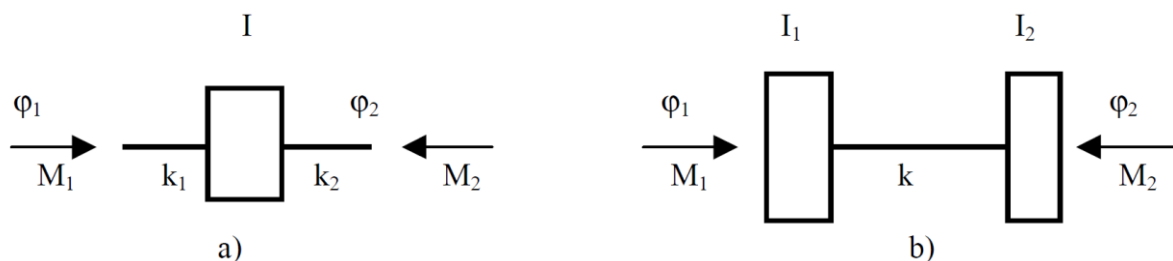


Obr. 11 Campbellův diagram pro tříválcový řadový motor s přidanými hmotami [13]



1.3.7 REDUKCE POČTU STUPŇŮ VOLNOSTI SOUSTAVY

Soustavy s velkým počtem stupňů volnosti je možné redukovat na soustavy s nižším počtem stupňů volnosti, jestliže nás nezajímají vyšší frekvence. Vlastní frekvence redukované soustavy musí být stejné jako u soustavy neredukované. Redukce je založena na postupném zjednodušování soustavy. [7] Tuto redukci vystihuje Obr. 12.



Obr. 12 Redukované soustavy [7]

Vlastní úhlová frekvence soustavy **a)** je dána vztahem:

$$\Omega_{0a} = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{I}} \text{ [rad/s]} \quad (19)$$

Vlastní úhlová frekvence soustavy **b)** je dána vztahem:

$$\Omega_{0b} = \sqrt{\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \cdot k} \text{ [rad/s]} \quad (20)$$

Při náhradě soustavy **a)** soustavou **b)** platí:

$$k' = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \text{ [N} \cdot \text{m/rad]} \quad (21)$$

$$I'_1 = \frac{k_1}{k_1 + k_2} \cdot I \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (22)$$

$$I'_2 = \frac{k_2}{k_1 + k_2} \cdot I \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (23)$$

Při náhradě soustavy **b)** soustavou **a)** platí:

$$I'' = I_1 + I_2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (24)$$

$$k''_1 = \frac{I_1 + I_2}{I_2} \cdot k \text{ [N} \cdot \text{m/rad]} \quad (25)$$

$$k_2'' = \frac{I_1 + I_2}{I_1} \cdot k \text{ [N} \cdot \text{m/rad]} \quad (26)$$

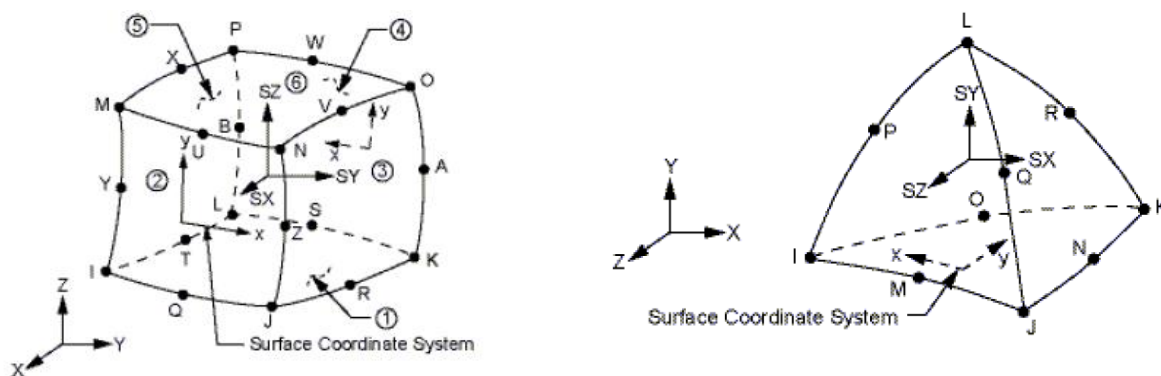
Další možný přístup je modelovat soustavy jako trojrozměrné kontinuum.

1.4 MKP MODEL

Metoda konečných prvků je dnes nejrozšířenější metodou v inženýrských výpočtech. Umožňuje řešit statické úlohy (výpočet deformací) a dynamické úlohy (vlastní frekvence, vlastní tvary, vynucené kmitání). Uplatňuje se také v termomechanice (vedení tepla), hydromechanice (proudění tekutin) a elektrotechnice. [3]

Díky vzestupu výpočetní techniky lze řešit MKP modely, které obsahují tisíce stupňů volnosti. Zástupcem těchto programů je například systém ANSYS, NASTRAN, ABAQUS. MKP model je výchozí model pro další analýzy např. v MBS systémech, pokud chceme řešit určitou část navržené soustavy jako pružné těleso. Modely lze tvořit přímo v MKP programech, ale pro uživatele je lepší modelovat složitější soustavy v specializovaných CAD systémech, které jsou k tomu přímo určené (např. Creo, Solid Works, Inventor). Potom stačí pouze importovat vytvořený model do MKP programu.

Po načtení modelu do MKP programu se definují materiálové vlastnosti, hustota a typ konečno-prvkových elementů. Výběr typu elementu je jeden z nejdůležitějších kroků spolu s počtem prvků použitých v konečno-prvkové síti, který má zásadní vliv na přesnost výsledků a dobu výpočtu. Nejběžnější objemové prvky jsou šestistěny (hexa prvky) nebo čtyřstěny (tetra prvky). Pokud chceme dosáhnout přesnějších výsledků, použijeme hexa prvky. Síť, vytvořená pomocí tetra prvků, vykazuje méně přesné výsledky, ale lze ji použít k diskretizaci téměř každého tvaru. Zvýšení přesnosti výpočtu při zachování stejného prvku lze docílit zvyšováním stupně polynomu. Oba zmíněné prvky jsou zobrazeny na Obr. 13.

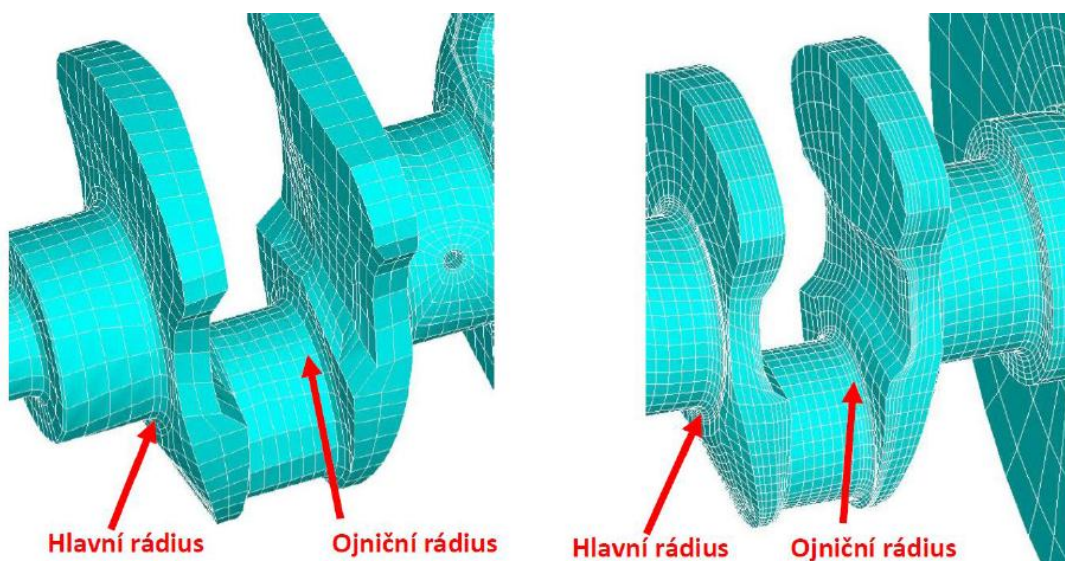


Obr. 13 Hexa prvek SOLID 186 (vlevo) a tetra prvek SOLID 187 (vpravo) [11]

Hustota sítě závisí na řešení konkrétního problému. Z Obr. 14 vyplývá, že při řešení vibrací a kmitání postačí definovat větší velikost elementu a v oblasti přechodových poloměrů není potřeba zjemňovat síť, nebo jenom minimálně. Naopak při řešení napjatosti musí být délka oblouku přechodového poloměru rozdělena na určitý počet elementů. To samé platí pro

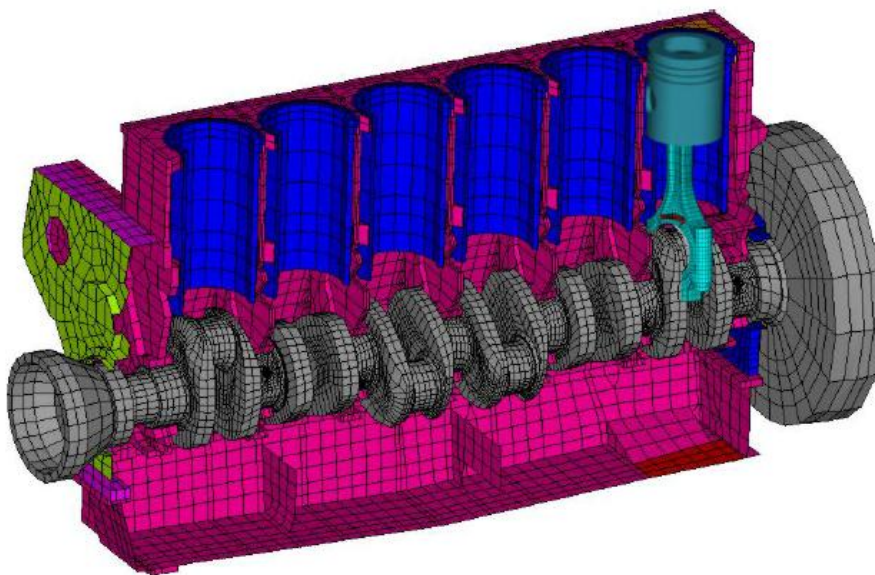


vyústění kanálků mazacího oleje. Výsledné napětí v daném místě můžeme považovat za správné, pokud při zjemňování sítě nedochází ke zvyšování napětí.



Obr. 14 Hustota sítě MKP modelu, řešení problematiky vibrací a kmitání (vlevo) a řešení problematiky napjatosti a únavové životnosti (vpravo) [8]

Na Obr. 15 je zobrazen MKP model pohonné jednotky.



Obr. 15 MKP model pohonné jednotky šestiválcového řadového motoru [9]

MKP modely pracují s pružnými tělesy, které mohou obsahovat řádově tisíce stupňů volnosti a jsou především vhodné pro řešení malých pohybů těles ve frekvenční doméně. Například při řešení dynamiky pohonné jednotky je zcela typický krok pootočení klikového hřídele 1° a jedná-li se o čtyřdobý motor, je potřeba zahrnout těchto kroků 720. Tím sice získáme výsledky pro jeden zátěžný cyklus, ale je třeba uvažovat určitý rozsah otáček, čímž opět



naroste počet kroků potřebných pro simulaci. Budicí účinky lze získat z rozboru sil v klikovém mechanismu (např. Excel). Takové řešení soustav v časové doméně je velmi náročné na výpočetní techniku a v dnešní době se řeší pomocí MBS systémů se zahrnutím konečno-prvkových pružných těles. [14] Ovšem tato tělesa je nutné před importem do MBS systému zredukovat, protože obsahují velké množství DOF (degree of freedom). Tato redukce, která se provádí v MKP programu, spočívá ve výrazném snížení DOF pro následný import redukovaného tělesa do MBS systému reprezentovaného souborem MNF. Tímto přístupem, tedy zahrnutím redukovaných pružných těles, lze řešit kmitání pohonné jednotky na dynamometru jako výpočtového modelu vyšší úrovně v MBS. Lze jím postihnout nejen torzní kmity, ale i ohybové a podélné.

1.5 REDUKCE PRUŽNÝCH TĚLES

1.5.1 CRAIG-BAMPTONOVA REDUKCE

Redukci pružných těles, kterou se výrazným způsobem sníží počet stupňů volnosti, umožňuje modální syntéza. Nejpoužívanější je Craig-Bamptonova metoda, jejímž předpokladem jsou dostatečně malé deformace, aby se zachovala linearita řešení. Princip metody spočívá ve vyjádření skutečné deformace pružného tělesa součtem jednotlivých vlastních tvarů při vlastních frekvencích. [8]

K popisu deformace se používá dvou skupin módů:

- **Vazebné módy (constraint modes)** – „statické tvary, které jsou získány buzením každého DOF uzlu rozhraní jednotkovým posuvem, popř. natočením při současném zamezení pohybu všech ostatních uzlů rozhraní“ [8]
- **Normální módy (normal modes)** – „skutečné vlastní módy pružného tělesa získané při modální analýze tohoto tělesa se zamezením pohybu všech uzlů rozhraní“ [8]

Celkový počet stupňů volnosti redukovaného tělesa je roven součtu DOF každého uzlu rozhraní a počtu vlastních módů pro redukci. [8]

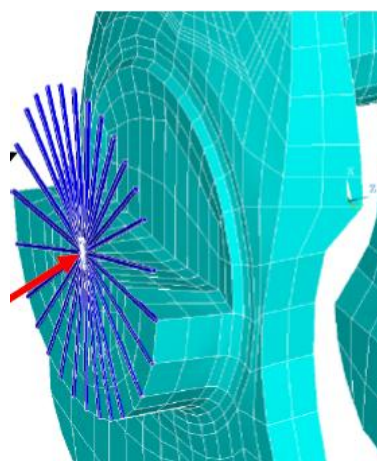
1.5.2 REDUKCE MKP MODELŮ

Jak bylo popsáno v předchozích odstavcích, všechny konečno-prvkové modely, které budou použity v MBS, je nutné zredukovat.

Pro konverzi pružného tělesa musíme zvolit následující parametry konverze:

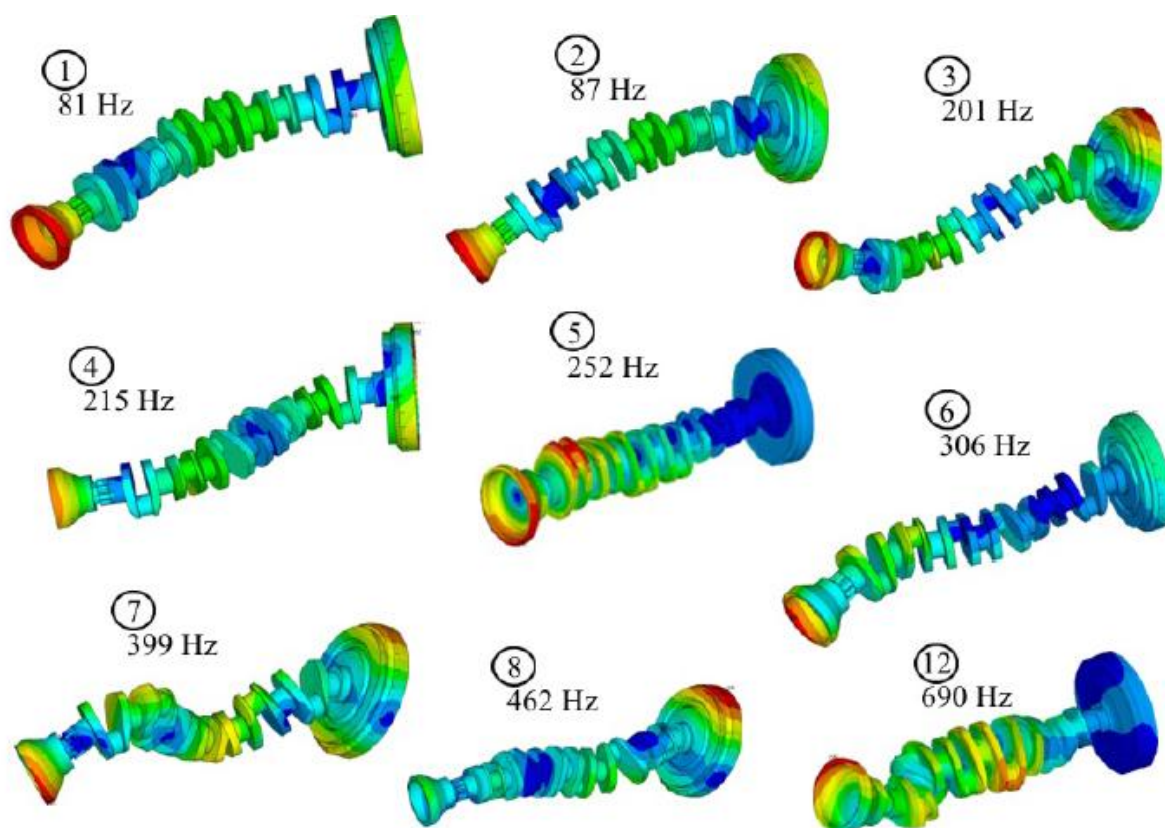
- **Počet a rozmístění uzlů rozhraní**
- **Počet vlastních módů použitých při redukci** [9]

U MKP modelu, (např. klikový hřídel) který bude dále importován do MBS systému, je nejdříve nutné definovat tzv. uzly rozhraní. Ty se definují v místech, kde je reálně klikový hřídel uložen (hlavní čepy) nebo, kde je určitá vazba na další tělesa (ojniční čepy). Pro jejich definici se provede úprava MKP modelu přidáním prvku MPC 184. Tento krok zachycuje Obr. 16. Uzly rozhraní slouží pro následnou aplikaci okrajových podmínek a zatížení v MBS systému. Jenom v těchto uzlech lze aplikovat okrajové podmínky a zatížení v MBS systému.



Obr. 16 Úprava MKP modelu přidáním prvků MPC 184 [8]

Dalším krokem je určení počtu vlastních módů použitých při redukci. Naskytá se otázka, kolik těchto módů je nutné určit. Odpověď je taková, že musíme použít minimálně tolik módů, aby byl pokryt rozsah budících frekvencí toho modelu, který chceme použít pro redukci. Pro tento účel je vhodné provést modální analýzu v MKP programu. Jejím výsledkem jsou vlastní tvary a vlastní frekvence. Výsledky této analýzy klikového hřídele šestiválcového motoru jsou zobrazeny na Obr. 17. [9]



Obr. 17 Výsledky modální analýzy klikového hřídele řadového šestiválcového motoru [9]



Z maximální otáčkové frekvence motoru, kterou lze uvažovat do určité hodnoty řádu harmonické složky κ podle druhu motoru, určíme teoretický počet vlastních frekvencí uvažovaných pro konverzi. Praxe ale ukazuje, že počet normálních módů je nutno volit nepatrně větší (1,5 - 4x), než je rozsah buzení. [8] [9]

V MKP programu je vhodné zkontrolovat, jestli přidáním prvků MPC 184 nedošlo k ovlivnění dynamických vlastností modelu. Například se provede již zmíněná modální analýza s pomocnými pruty a bez nich. Výsledné vlastní frekvence by se měly lišit v řádech desetin až jednotek procent.

1.6 MBS MODEL

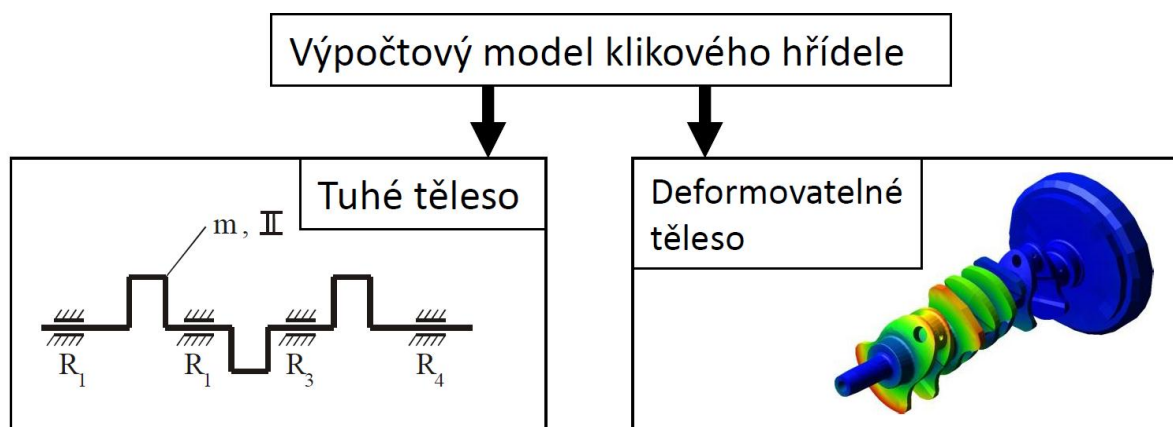
MBS systémy umožňují vytvářet virtuální prototypy a testovat je stejně, jako kdybychom měřili fyzické systémy. Umožňují vytvářet vlastní subsystémy, nebo otevírat předem vytvořené šablony z knihovny a upravovat je. Ze subsystémů vytváříme sestavy, které můžeme připojit přes pružné spojky ke zkušebnímu zařízení a na požadované díly modelu aplikovat okrajové podmínky. [12]

Pomocí MBS systému se simuluje dynamické chování soustav těles, které mohou vykonávat rotační nebo posuvné pohyby. Tyto soustavy bývají velmi složité a jejich modelování je časově náročné. Proto se moc nehodí do fáze předvývoje z důvodu velké pracnosti přípravy modelu. Zde se s výhodou používá již zmíněný diskrétní torzní model, kterým lze řešit různé koncepční návrhy a uspořádání. Tyto modely vykazují ve fázi předvývoje rychlé a poměrně přesné výsledky, které lze snadněji modifikovat, než najdeme optimální variantu pro daný problém. Naproti tomu MBS modely dávají přesnější výsledky blízcí se realitě. A však je vždy dobré porovnat výsledky simulací s experimentálním měřením, které se v některých případech mohou podstatně lišit. Data z experimentálních měření mohou zpětně sloužit jako vstupní data při vývoji nových pohonných jednotek. [10]

MBS systémy je velmi výhodné použít pro řešení velkých pohybů tuhých těles v časové doméně, protože tuhá tělesa obsahují malý počet DOF. Naproti tomu MBS systémy neumí řešit napjatost a deformaci těles. Zde se s výhodou používá kombinace MKP a MBS programů, pomocí nichž lze řešit deformaci, napjatost a kmitání těles v časové doméně.

1.6.1 VÝPOČTOVÉ MODEL Y KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ V MBS

Stěžejní částí pohonné jednotky pro tuto práci je klikový mechanismus, který bude spojen s rotorem dynamometru pomocí spojek s různou tuhostí. Tato soustava bude redukována pomocí teorie diskrétního torzního modelu a modelována v prostředí MBS systému ADAMS View. Zahrnutí pružných těles do výpočtového modelu v MBS lze provést tak, že použijeme tuhá tělesa, která mezi sebou spojíme torzní pružinou a tlumičem. Jedná se o nejjednodušší způsob zahrnutí pružných těles do výpočtového modelu. Tuhost spojky mezi motorem a dynamometrem bude volena tak, aby se nejvýznamnější rezonance přesunula pod provozní otáčky. Vyšší úroveň výpočtového modelu je možnost použití předem vytvořených šablon klikových hřídelí v systému ADAMS ENGINE, nebo redukovaných konečno-prvkových těles. Obr. 18 zobrazuje možné výpočtové model y klikových hřídelí, které lze opět pomocí šablon doplňovat a vytvořit z nich klikový mechanismus. Tyto podsestavy lze potom použít v sestavách již zmíněného soustrojí pohonná jednotka a dynamometr.



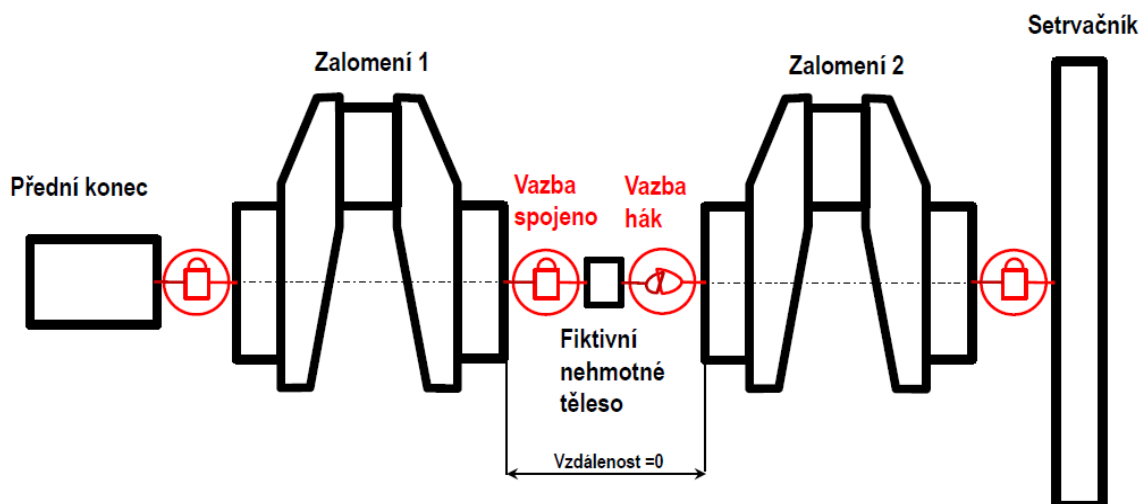
Obr. 18 Druhy výpočtových modelů klikových hřídelí [8]

➤ KLIKOVÝ HŘÍDEL SLOŽENÝ Z TUHÝCH TĚLES

U tohoto modelu klikového hřídele se jednotlivá zalomení považují za tuhá a spojení je realizováno pomocí fiktivního nehmotného tělesa. Jednotlivá zalomení se nemohou vůči sobě pootáčet. Tento pohyb je zamezen pevnou vazbou a celá hřídel se otáčí jako jeden celek. [5]

Tento model je vhodný pro:

- zjištění reakcí v hlavních a ojničních ložiskách
- vyvažování klikového mechanismu
- vyšetření dynamiky pístní skupiny.



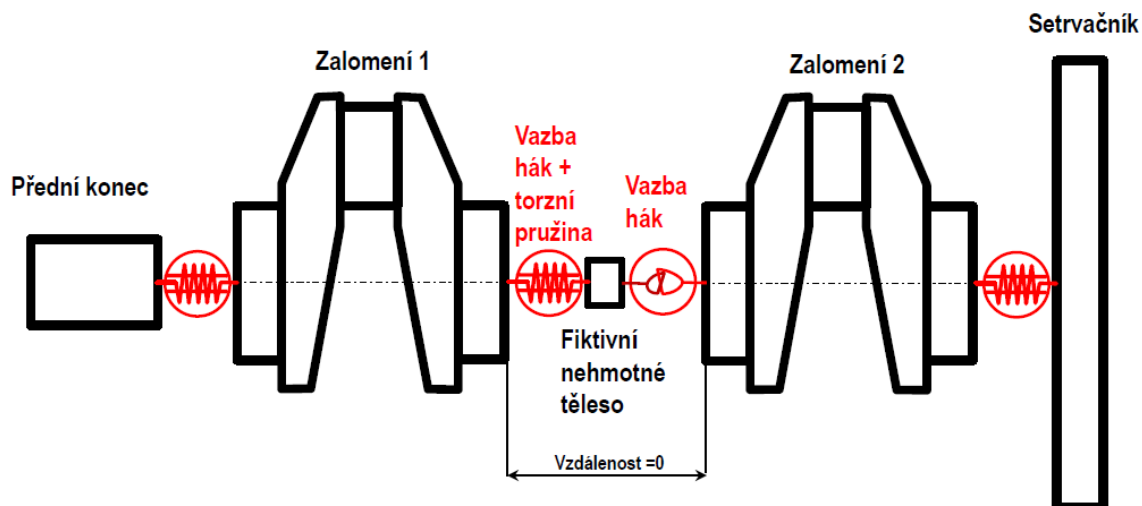
Obr. 19 Model klikové hřídele z tuhých těles v MBS [5]

➤ KLIKOVÝ HŘÍDEL SLOŽENÝ Z TUHÝCH TĚLES TORZNĚ PRUŽNĚ SPOJENÝCH

Tento model klikového hřídele je vhodný, pokud řešíme torzní kmitání. Nelze jím popsat axiální nebo ohybové kmity. Jednotlivá zalomení jsou opět uvažována jako tuhá a spojení je realizováno pomocí fiktivního nehmotného tělesa. Na rozdíl od tuhé klikové hřídele se mohou



jednotlivá zalomení natáčet vůči sobě. To je umožněno použitím torzní pružiny. Mezi jednotlivými zalomeními lze definovat torzní tuhost a tlumení. Model této klikové hřídele je velmi podobný diskretnímu torznímu modelu. [5]



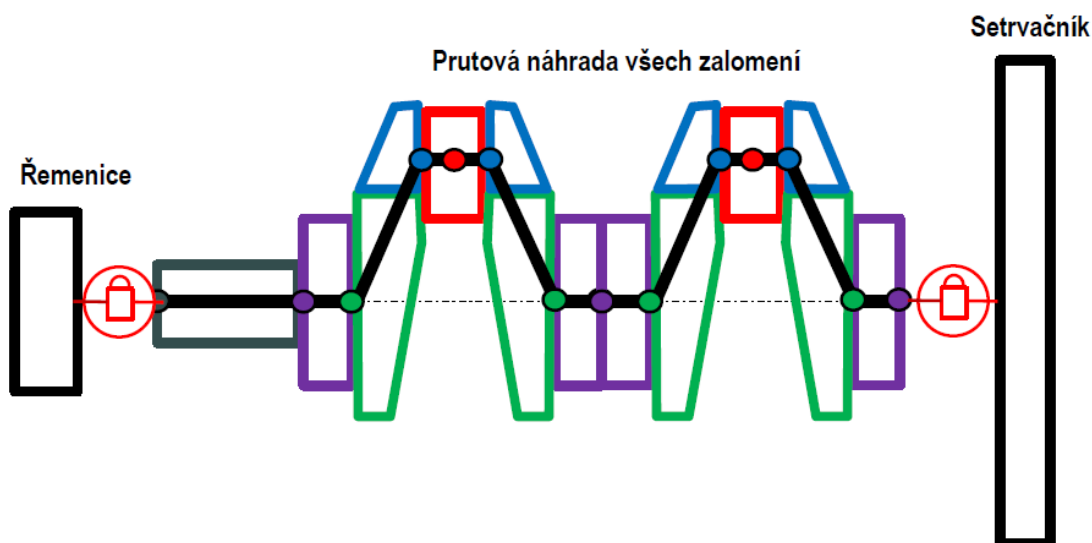
Obr. 20 Model torzně pružné klikové hřídele v MBS [5]

➤ KLIKOVÝ HŘÍDEL SLOŽENÝ Z PRUTOVÝCH PRVKŮ

V tomto modelu klikového hřídele jsou nahrazena jednotlivá zalomení prutovými prvky, které mají určitou ohybovou a torzní tuhost. Tuhosti jednotlivých prutů odpovídají příslušným částem zalomení. Zde však vzniká největší problém, jak tyto tuhosti stanovit. Je nutné provést náhradu podle 3D modelu tak, aby souhlasilo několik prvních vlastních frekvencí a tvarů kmitání prutového modelu s 3D modelem. [5]

Model je vhodný pro řešení:

- torzního, ohybového a podélného kmitání.



Obr. 21 Model klikové hřídele z prutových prvků [5]

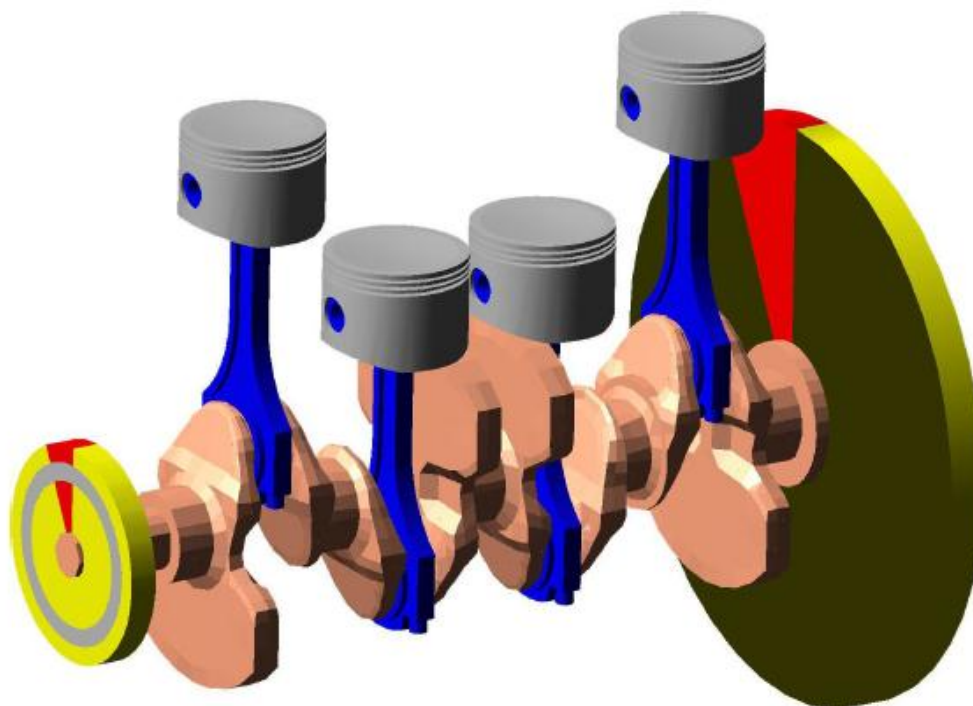


➤ PRUŽNÁ KLIKOVÁ HŘÍDEL

Tímto modelem lze nejlépe odhadnout dynamické chování systému. Tato kliková hřídel není obsažena v knihovně ADAMSU, ale je ji nutné importovat z MKP programu. Jedná se o redukované pružné těleso reprezentované souborem MNF. [5]

Pružný klikový hřídel je vhodný pro řešení:

- podélného, ohybového a torzního kmitání
- vibrací a hluku
- únavy.



Obr. 22 Model klikového mechanismu s pružnou klikovou hřídelí v MBS [5]

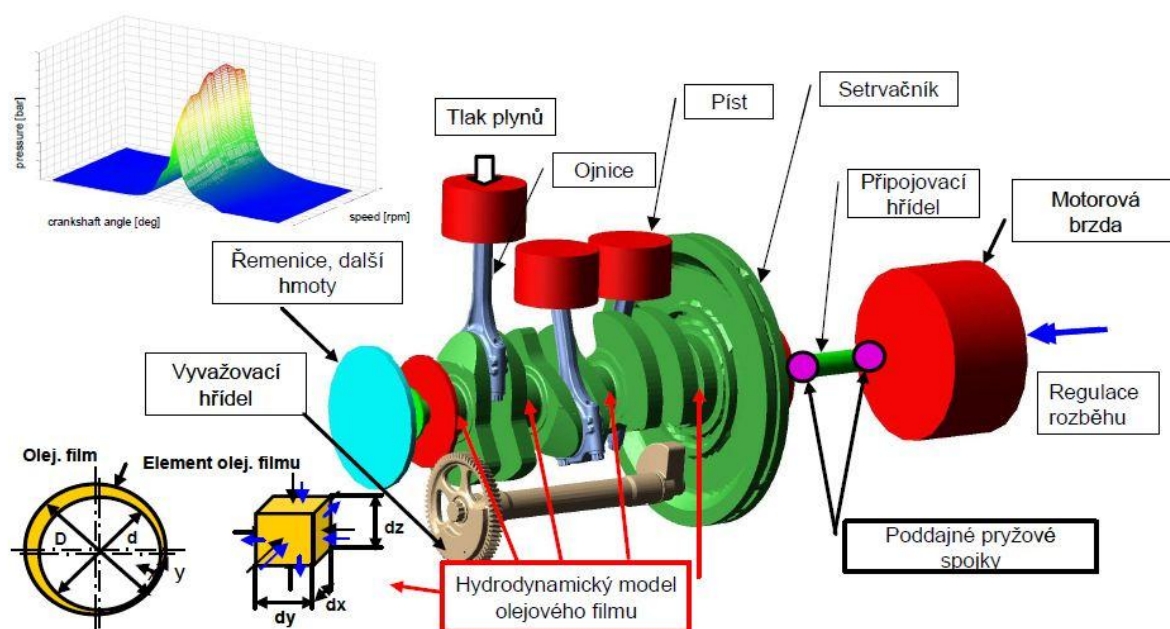
1.6.2 MBS MODELY VYŠŠÍ ÚROVNĚ

Model pohonné jednotky je vyšší úrovní výpočtového modelu v MBS. Pomocí tohoto modelu lze věrně simulovat reálné provozní režimy a předcházet tak poruchám v provozu, které se často v soustrojích s pístovými stroji vyskytují. Proto je vhodné modelovat tyto virtuální systémy i za cenu časové náročnosti přípravy modelu.

Jak je patrné z předchozího, MBS modely mohou obsahovat tuhá i pružná tělesa a řešit vzájemnou interakci mezi nimi. Do těchto komplexních modelů, Obr. 23, jsou zahrnuty i hydrodynamické modely kluzných ložisek, které mají vliv na celkové výsledky. V těchto modelech je nutné nadefinovat i druh tlumení. Pro postihnutí kmitání pohonné jednotky jsou důležité všechny součásti spojené s klikovým mechanismem - pístní skupina, ojnice, řemenice, setrvačnik, vyvažovací hřídel, ale i ty součásti, které mohou ovlivňovat klikový hřídel nepřímo. Jedná se zejména o vačkový hřídel, jehož vliv na torzní vibrace klikového hřídele může být v některých případech velmi výrazný. To závisí především na typu motoru a



jeho koncepčním uspořádání. Hlavní část motoru, klikový hřídel, blok motoru, ojnice, se modeluje jako redukované pružné těleso importované z MKP programu. Ostatní tělesa jsou většinou tuhá, protože výrazným způsobem neovlivňují torzní kmitání. Použití tuhých nebo pružných těles závisí na konkrétní úloze, kterou řešíme. Buzení takového modelu je prostřednictvím sil od tlaku plynů, které jsou aplikovány na jednotlivé písty. Tlaky jsou výsledkem statistického zpracování naměřených hodnot na funkčním prototypu, nebo je můžeme zadat termodynamickým modelem spalování. Tento model lze připojit přes pružné spojky k dynamometru, na který aplikujeme okrajové podmínky. Uchycení pomocí pružné spojky závisí na tom, pro jakou situaci hledáme řešení. Např. můžeme zkoumat, jaký vliv má použití různých tuhostí spojek na celkový chod systému motor-dynamometr (vlastní frekvence soustrojí, torzní kmity). Rozběh motoru na brzdě se provádí tak, aby bylo možné považovat děje za ustálené a zároveň, aby mohly být postihnuty veškeré rezonance systému. [10] [13]



Obr. 23 MBS model soustavy klikového hřídele ve spojení s dynamometrem [13]

Tímto modelem lze řešit i únavové namáhání klikového hřídele, návrh torzního tlumiče pro potlačení vibrací, nebo návrh setrvačnicku pro snížení nerovnoměrnosti chodu. Jedná se ovšem o redukovaný model, proto jím lze postihnout simulace do určité frekvence.



2 PRUŽNÉ SPOJKY V TORZNÍCH SYSTÉMECH

Pružné spojky jsou důležité prvky, které výrazným způsobem ovlivňují torzní spektrum. Vhodnou volbou její tuhosti lze docílit toho, že se významné rezonance posunou pod provozní otáčky.

2.1 ÚČEL PRUŽNÝCH SPOJEK

Pružné spojky se řadí do skupiny mechanicky neovládaných spojek. Skládají se z hnacího a hnaného kotouče, který je spojen jedním, ale nejčastěji více pružnými články vyrobenými z kůže, pryže, plastu nebo oceli. Pružné spojky by měly vykazovat následující vlastnosti: [15]

- snižovat rázy krouticího momentu
- měnit kritické otáčky soustrojí
- chránit soustrojí před rezonančními torzními kmity, které vznikají vlivem nerovnoměrnosti krouticího momentu
- umožnit spojení nesouosých hřídelů a vyrovnat tak vzniklé osové a úhlové výchylky. [15]

2.2 CHOVÁNÍ PRUŽNÝCH SPOJEK

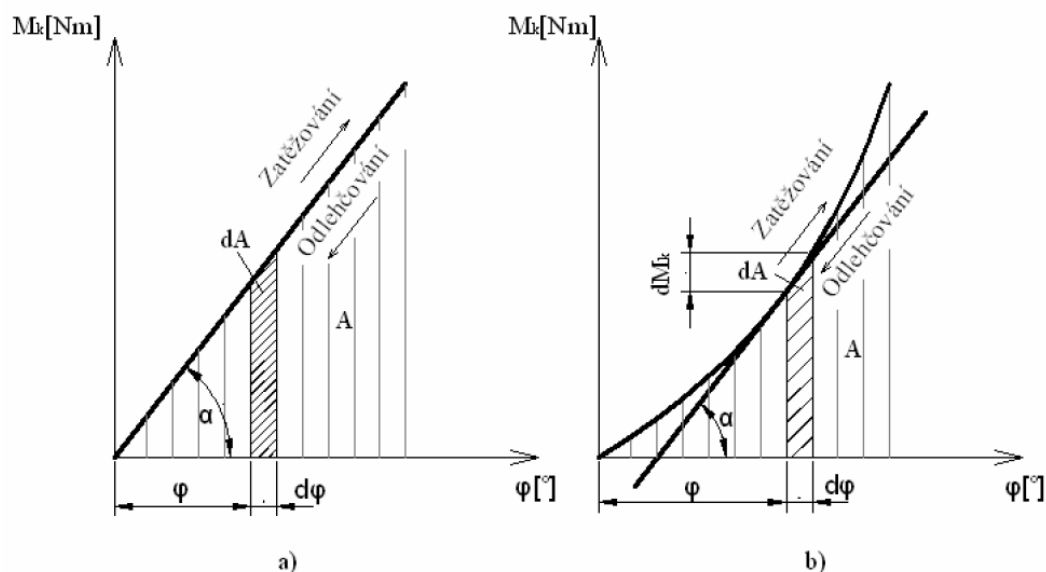
Na pružnou spojku působí jmenovitý točivý moment M_n , který způsobí pružnou deformaci pružin a vzájemné natočení obou kotoučů spojky o úhel φ_n . Tato změna představuje přebytek hnací práce, která se projeví zvětšením deformace pružin, což má za následek větší natočení obou spojkových kotoučů o úhel φ . Při tomto jevu se akumuluje přebytek hnací práce a při opačném pohybu pružin, který následuje po nárazu, se převede přebytek hnací práce na hnaný hřídel. Pružiny bez tlumení převedou akumulovanou energii na hnaný hřídel beze ztrát, zatímco pružiny, které tlumí zcela náraz točivého momentu, převedou přebytek hnací práce v teplo. Běžné pružné spojky se vyznačují tím, že pracují s tlumením i s akumulací energie rázu. Při deformaci pružných článků spojky dochází k pohlcování energie. Schopnost snižování rázu je dána velikostí této energie. Pohlcení energie rázu a její přeměna na tepelnou energii se děje dvěma způsoby: vnitřním třením v pružných materiálech a vnějším třením mezi pružnými elementy spojky. [15]

2.3 CHARAKTERISTIKA SPOJKY

Torzní tuhost a tlumení jsou základní vlastnosti spojek, které jsou grafickým vyjádřením vztahu $M_k = f(\varphi)$. Tyto charakteristiky se určují měřením vzájemného natočení φ obou kotoučů spojky při různých zatěžovacích momentech M_k . Spojky bez tlumení mají zatěžovací a odlehčovací charakteristiku stejnou. Jedná se o přímkovou, nebo křivkovou charakteristiku, viz Obr. 24. Energie, kterou akumuluji tyto spojky při zatěžování, je beze ztrát vrácena i při odlehčování. Svisle šrafované plochy trojúhelníku na Obr. 24 představují tuto zmíněnou energii, danou vztahem: [15]

$$A = \int_0^{\varphi} M_k d\varphi [J] \quad (27)$$

M_k	[Nm]	- krouticí moment
φ	[rad]	- úhel vzájemného natočení obou kotoučů



Obr. 24 Charakteristiky spojek [16]

Pro spojku s lineární charakteristikou platí:

$$M_k = C_n \cdot \varphi \text{ [Nm]} \quad (28)$$

$$C_n \quad [\text{Nm/rad}] \quad - \text{ torzní tuhost spojky}$$

Z toho plyne:

$$C_n = \frac{M_k}{\varphi} = \text{tg } \alpha = \text{konst} \text{ [Nm/rad]} \quad (29)$$

Tyto spojky mají konstantní tuhost. Naproti tomu tuhost spojky s nelineární charakteristikou, viz Obr. 24b, se určí podle vztahu:

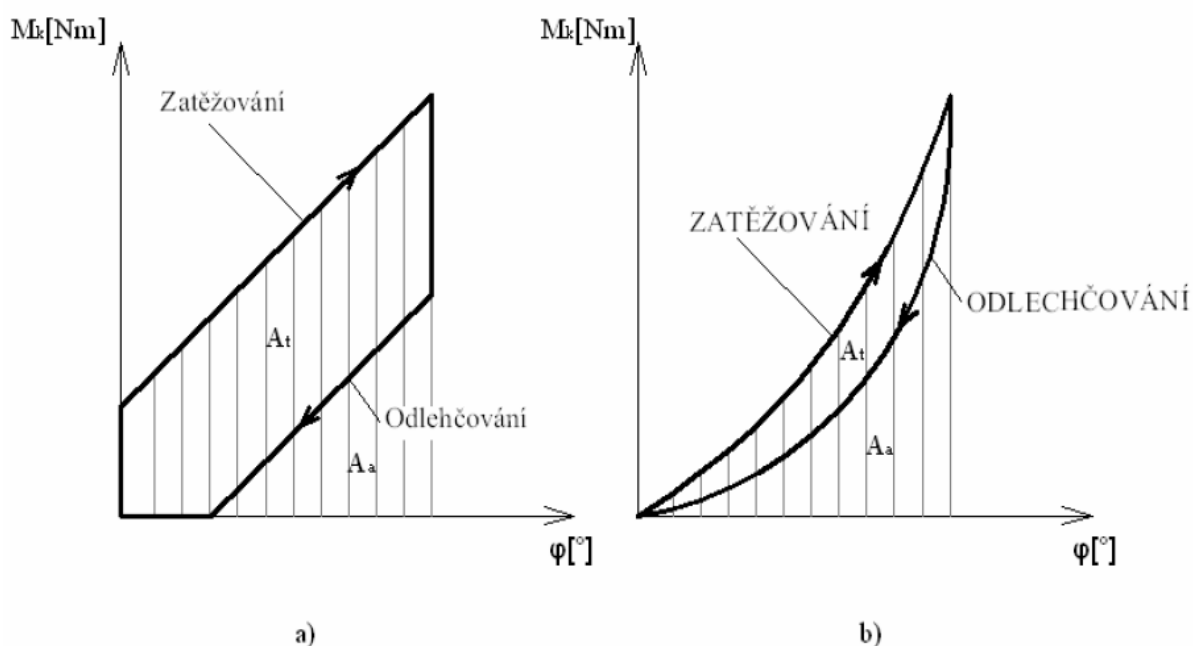
$$C_n = \frac{dM_k}{d\varphi} \text{ [Nm/rad]} \quad (30)$$

Tuhost spojek s nelineární charakteristikou se stále mění, tzn., že při vzájemném natáčení obou spojkových kotoučů se stále zvyšuje torzní tuhost spojky.

Spojky, které se vyznačují tím, že pracují s tlumením a akumulací energie rázu, mají různé charakteristiky pro zatěžování i odlehčování, viz Obr. 25. Plocha uzavřená touto křivkou je energie pohlcená tlumením A_t , zatímco plocha pod křivkou vyjadřuje akumulovanou energii A_a , kterou spojka předá při odlehčení hnanému kotouči. [15]

Energie torzního rázu je definována vztahem:

$$A = A_t + A_a \text{ [J]} \quad (31)$$



Obr. 25 Charakteristiky pružných spojek [16]

Statická torzní tuhost je charakterizována závislostí $M = f(\varphi)$. To platí v případě, je-li frekvence změn krouticího momentu velmi malá, tj. menší než 0,1 Hz. Jestliže je frekvence změn krouticího momentu vyšší mluvíme o tzv. dynamické torzní tuhosti. Statická a dynamická torzní tuhost jsou obecně různé hodnoty, přičemž poměr $\frac{C_{dyn}}{C_{stat}} = 1,1 - 1,5$. Rozdíl mezi statickou a dynamickou torzní tuhostí je dán především materiálem a tvarem pružných elementů spojky. Při návrhu dynamických vlastností je nutné počítat s dynamickou torzní tuhostí, protože jenom tak lze správně určit vlastní frekvence soustavy. [16]

Mějme spojku s přímkovou charakteristikou, která přenáší jmenovitý moment M_n s periodicky proměnným momentem $M = M_R \cdot \sin i\omega t$. Zátěžný moment spojky je tedy $M_s = M_n + M$, Obr. 26. Jmenovitý moment M_n je charakterizován bodem P . Tento moment způsobí natočení obou spojkových kotoučů o úhel φ_n , který je definován vztahem: [15]

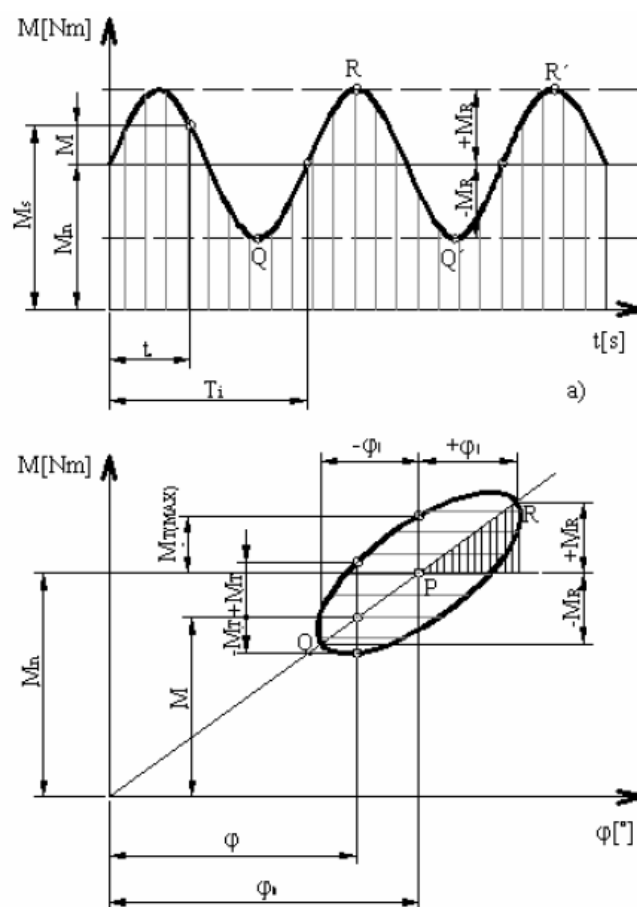
$$\varphi_n = \frac{M_n}{C_n} [\text{rad}] \quad (32)$$

Body R a Q jsou charakteristické body periodicky proměnlivého momentu $M = M_R \cdot \sin i\omega t$ s amplitudou $\pm M_R$. Poloha těchto bodů vzhledem k bodu P je dána úhlem:

$$\pm \varphi_i = \pm \frac{M_R}{C_n} [\text{rad}] \quad (33)$$

Pro spojku bez tlumení se akumulovaná energie určí dle vztahu:

$$A_a = \frac{1}{2} M_R \cdot \varphi_i = \frac{1}{2} C_n \cdot \varphi_i^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_R^2}{C_n} [\text{J}] \quad (34)$$



Obr. 26 Pružná spojka při zatížení pulsujícím momentem [16]

Tato energie je na Obr. 26 znázorněna plochou svisle šrafovaného trojúhelníka. Při jednom kmitu se určitá část energie utlumí a změní v teplo. Spojka bez tlumení má tu vlastnost, že pro jakýkoliv úhel natočení spojky φ je krouticí moment pro zatěžování a odlehčování stejný a jeho velikost je $M = C_n \cdot \varphi$. Naproti tomu spojka s tlumením při stejném úhlu natočení φ potřebuje moment $M \pm M_T$. Jestliže vykreslíme celý zátěžný kmit tlumicího momentu v závislosti na úhlu natočení spojkových kotoučů φ , dostaneme tzv. hysterezní smyčku. Při velkých rychlostech kmitání se blíží elipse. [15]

Tlumicí moment je definován vztahem:

$$M_T = K \frac{d\varphi}{dt} \text{ [Nm]} \quad (35)$$

K	[Nms]	- součinitel tlumení spojky
$\frac{d\varphi}{dt}$	[s ⁻¹]	- rychlost relativního natočení obou částí spojky

Moment $M = M_R \cdot \sin i\omega t$ má frekvenci $i\omega$ a způsobuje periodicky proměnlivé natočení kotoučů spojky o amplitudě φ_i .

Největší hodnota tlumicího momentu M_T je při jeho průchodu bodem P. Tento moment je definovaný vztahem:



$$M_{Tmax} = K \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)_{max} = K \varphi_i i \text{ [Nm]} \quad (36)$$

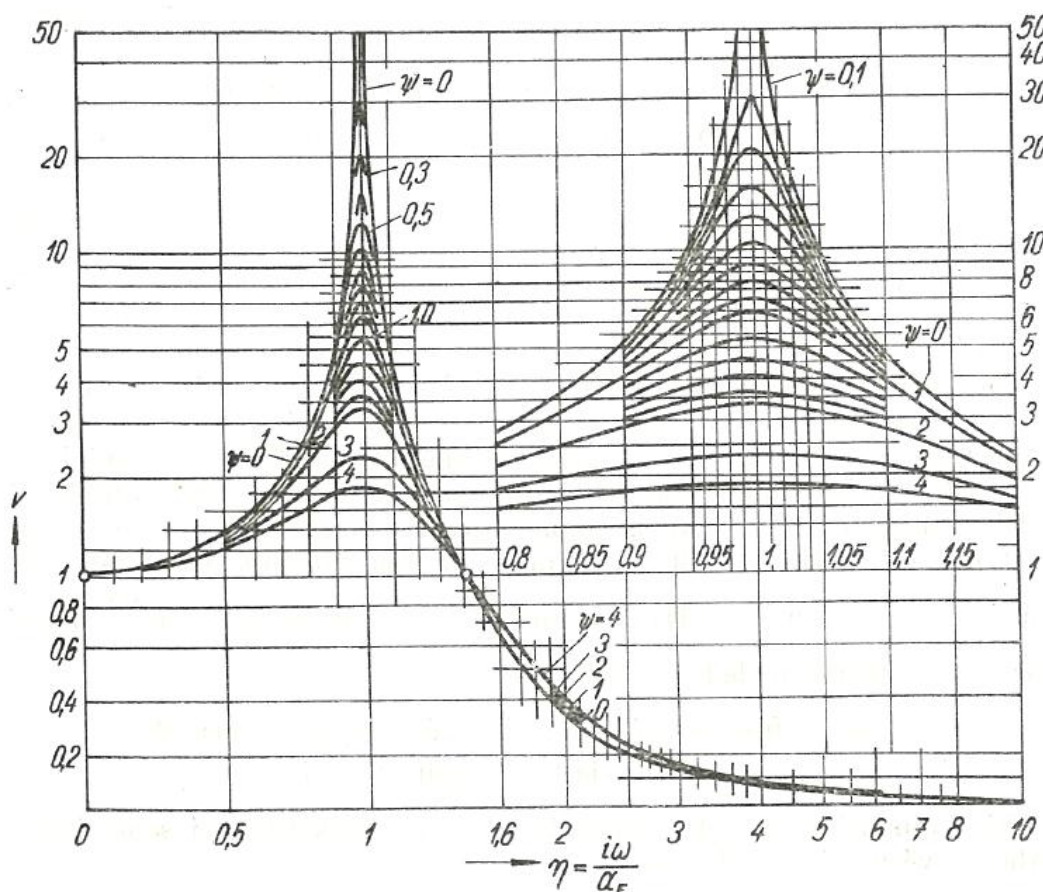
Energie, utlumená spojkou s eliptickou hysterezní smyčkou pro jeden zátěžný kmit, je dána plochou elipsy.

$$A_T = \pi \varphi_i^2 K i \omega \text{ [J]} \quad (37)$$

Poměr utlumené energie A_T a energie akumulované spojkou bez tlumení A_a se nazývá poměrné tlumení ψ , které lze s použitím rovnice (34) a (37) definovat vztahem:

$$\psi = \frac{A_t}{A_a} = \frac{\pi \varphi_i^2 K i \omega}{\frac{1}{2} C_n \varphi_i^2} = \frac{2 \pi K i \omega}{C_n} [-] \quad (38)$$

Poměrné tlumení charakterizuje tlumicí účinek pružných spojek, přičemž tato hodnota se u běžných spojek pohybuje zhruba v rozmezí 0,8 - 1,4. Závislost nakmitávacího součinitele ν na součiniteli naladění η pro různé hodnoty poměrného tlumení ψ ukazuje Obr. 27.

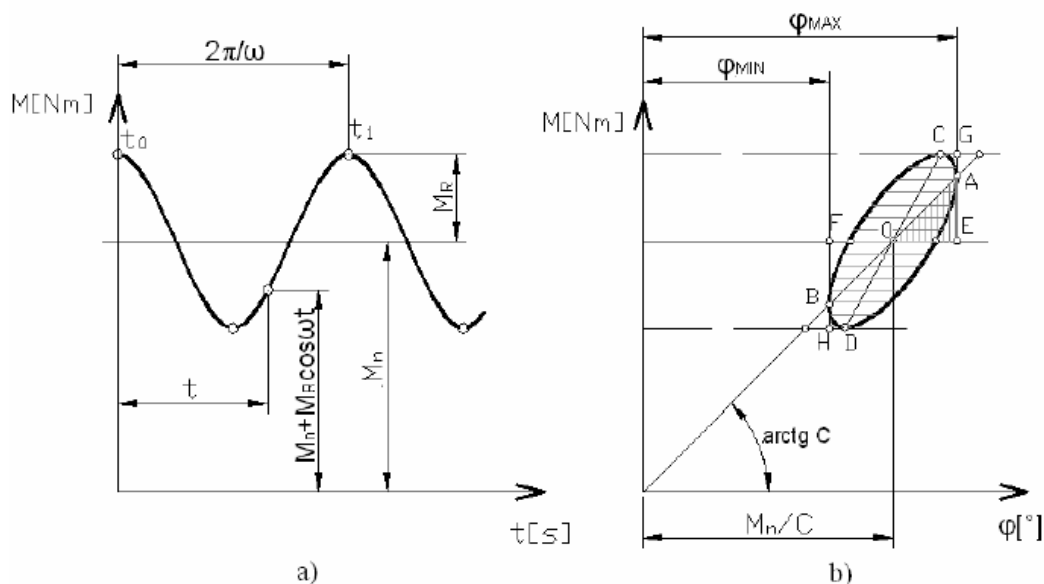


Obr. 27 Závislost nakmitávacího součinitele ν na součiniteli naladění η pro různé hodnoty poměrného tlumení ψ [15]

2.4 DYNAMICKÁ TORZNÍ TUHOST A TLUMENÍ SPOJKY

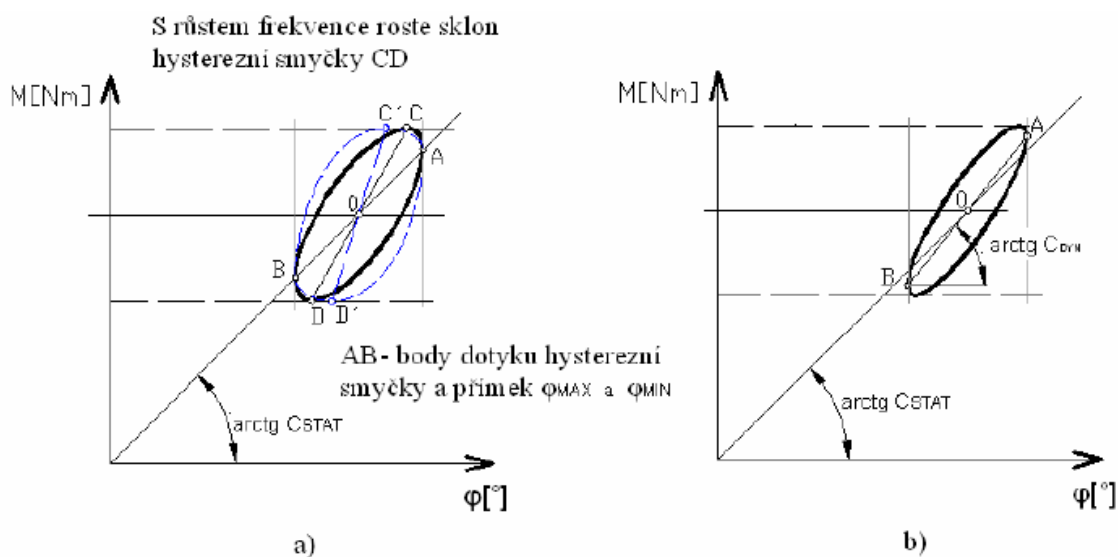
Hysterezní smyčka v diagramu $M = f(\varphi)$ je definována v souvislosti s dynamickou torzní tuhostí. Směrnice úsečky AB je podle Obr. 28 definována takto: [16]

$$C = \frac{2M_R}{\varphi_{\max} - \varphi_{\min}} \quad [\text{Nm/rad}] \quad (39)$$



Obr. 28 Zatěžování spojky periodicky proměnným harmonickým momentem [16]

Při růstu tlumení nebo frekvence zatěžování se mění sklon hysterezní smyčky CD , Obr. 29a. Pryžové materiály mají tu vlastnost, že se zvyšováním frekvence dochází ke zvyšování směrnice AB . Tato změna se nazývá dynamickou torzní tuhostí C_{Tdyn} . Nelze tedy zaměňovat růst tuhosti C_{Tdyn} vlivem frekvence s růstem sklonu hysterezní smyčky, viz Obr. 29. [16]



Obr. 29 Změna dynamické torzní tuhosti [16]

Poměrné tlumení je definováno také v souvislosti s hysterezní smyčkou. Podle Obr. 30 je definováno takto:

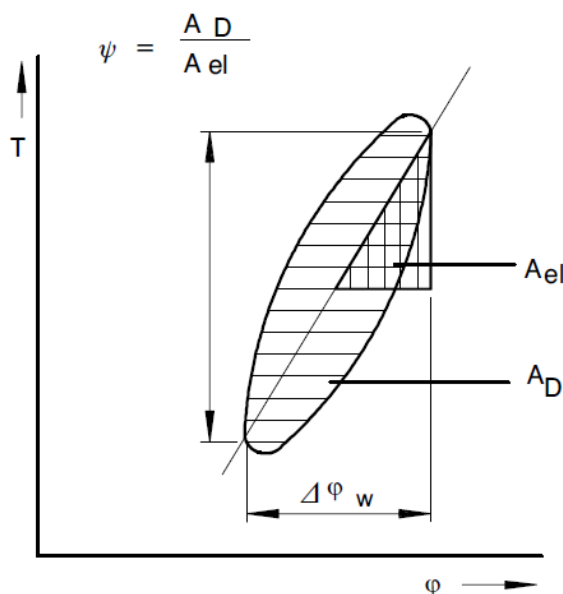
$$\psi = \frac{A_D}{A_{el}} [-] \quad (40)$$

A_D [J] - energie pohlcená tlumením
 A_{el} [J] - energie akumulovaná (po odlehčení spojka předá hnanému kotouči)

V souvislosti s rovnicí (38) je:

$$A_D = A_t$$

$$A_{el} = A_a$$



Obr. 30 Hysterezní smyčka pružné spojky [17]

Většina výrobců spojek udává tlumicí vlastnosti spojek formou nakmitávacího součinitele v_{max} a poměrného tlumení ψ . Praxe ukázala, že u pružné spojky není vhodné vycházet z předpokladu, že tlumení spojky b_s je konstantní. Lepší je považovat v_{max} a ψ za konstanty, které se nemění s frekvencí. Tlumení je potom pro každou frekvenci kmitání ω dopočítáno podle vzorce: [2]

$$b_s = \frac{C_{Tdyn} \cdot \psi}{2\pi \cdot \kappa \cdot \omega} [Nms/rad] \quad (41)$$

C_{Tdyn} [Nm/rad] - dynamická torzní tuhost spojky

ψ [-] - poměrné tlumení spojky

κ [-] - řád harmonické složky

ω [rad/s] - frekvence kmitání

v_{max} a ψ jsou mezi sebou svázány vztahem:

$$\psi = \frac{2\pi}{v_{max}} [-] \quad (42)$$

v_{max} [-] - nakmitávací součinitel



3 APLIKACE NA VHODNOU POHONNOU JEDNOTKU

Vhodnou pohonnou jednotku pro řešení kmitání na dynamometru mi určil vedoucí práce. Jedná se o šestiválcový řadový motor od firmy TEDOM popsany dále.

3.1 POPIS MOTORU

Firma TEDOM Motor je úspěšným pokračovatelem Libereckých automobilových závodů - LIAZ, která byla založena v roce 1953. Firma byla mezinárodně uznávaná a vyvážela své výrobky do řady zemí. Součástí holdingu TEDOM se stala v roce 2003. Výroba motorů TEDOM funguje jako samostatná divize se sídlem v Jablonci nad Nisou. Specializuje se především na stacionární, drážní a vozidlové motory. První skupina motorů se používá pro průmyslové aplikace, jako jsou například: kogenerační jednotky, pohon čerpadel, stlačování plynu a výroba elektrické energie. Drážní motory se uplatňují v menších vlečkách, drezínách a speciálních železničních strojích. Vozidlové motory jsou pak určeny pro pohon autobusů, nákladních vozidel a železničních vozidel. [18]

Plynové motory TEDOM se nejčastěji používají v silniční i terénní dopravě. Nejrozšířenější použití těchto motorů je v autobusech, nákladních automobilech, železničních motorových vozidlech a v dalších aplikacích, kde je kladen důraz na nižší náklady (CNG x nafta). Tyto motory splňují emisní normu EURO 5. [18]

3.2 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE MOTORU TEDOM TG 250 AV/AH TA EEV

Motor TEDOM TG 250 AV/AH TA EEV je zážehový plynový řadový šestiválec přeplňovaný turbodmychadlem s mezichladičem stlačeného vzduchu typu vzduch-vzduch. Motor je vybaven silikonovým torzním tlumičem. Na výfukovém potrubí je umístěn třicestný katalyzátor a mazání motoru je zajištěno zubovým čerpadlem. Jako palivo se používá stlačený zemní plyn-CNG. Maximální výkon motoru je 260 kW při jmenovitých otáčkách 2000 min⁻¹. [18]



Obr. 31 Motor TEDOM TG AV/AH TA EEV [18]



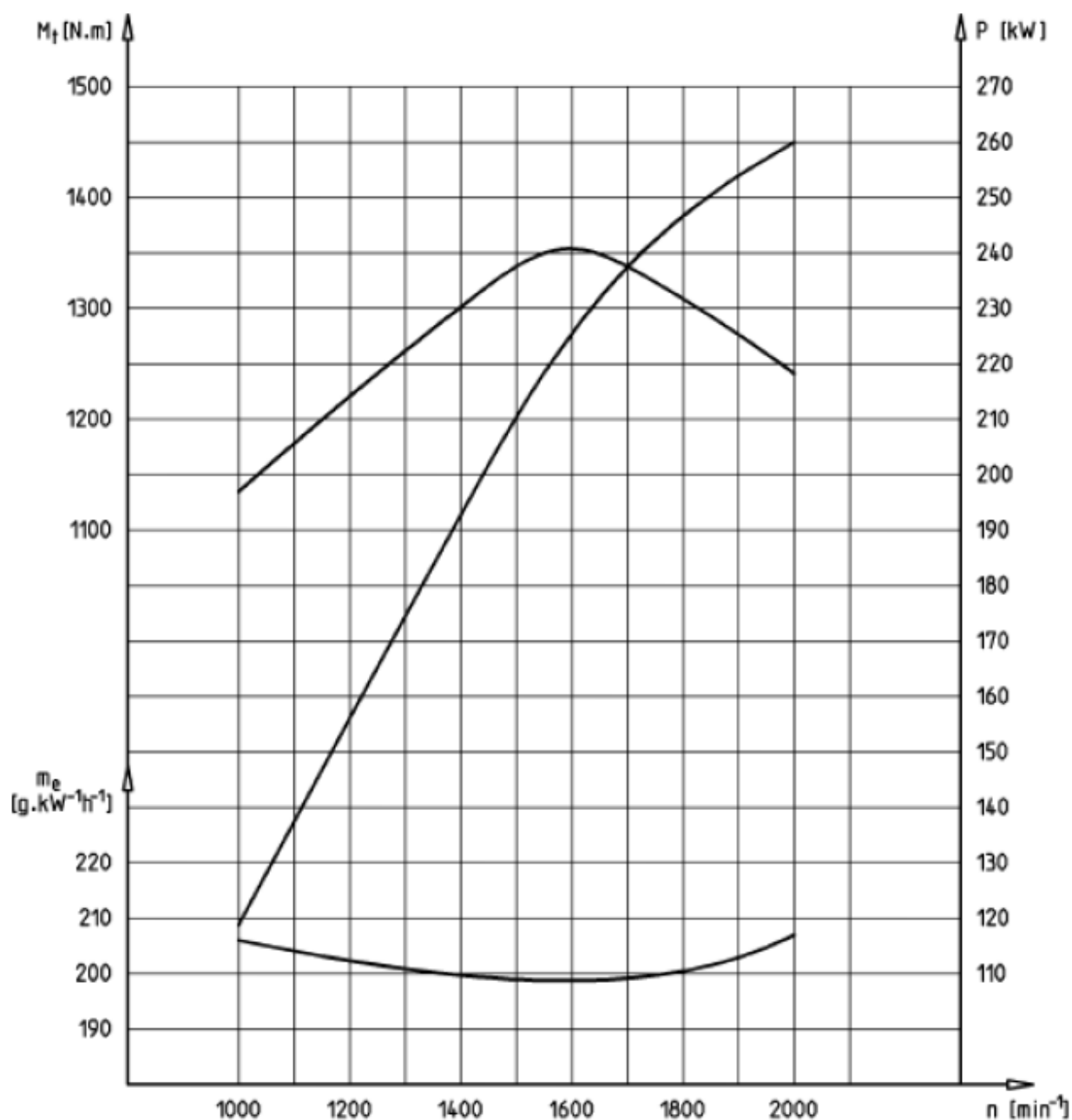
3.3 HLAVNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE MOTORU TEDOM TG 250 AV/AH TA EEV

Tab. 1 Hlavní technické údaje motoru TEDOM TG 250 AV/AH TA EEV [18]

Výrobce	TEDOM
Typ	TG 250 AV/AH TA EEV
Druh	čtyřdobý, plynový, přeplňovaný
Palivo	stlačený zemní plyn - CNG
Uspořádání válců	řadový
Počet válců	6
Zdvihový objem	11,946 dm ³
Vrtání	130 mm
Zdvih	150 mm
Poloměr klikového hřídele	75 mm
Délka ojnice	250 mm
Kompresní poměr	11:1
Jmenovitý výkon	260 kW
Jmenovité otáčky	2000 min ⁻¹
Max. točivý moment	1354 Nm
Otáčky max. točivého momentu	1600 min ⁻¹
Otáčky volnoběhu	625±25 min ⁻¹
Pořadí zážehů	1-5-3-6-2-4
Chlazení	kapalinové
Váha (bez náplní)	960 kg
Délka	1360 mm
Šířka	790 mm
Výška	1250 mm



3.4 VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA MOTORU TEDOM TG 250 AV/AH TA EEV



Obr. 32 Vnější otáčková charakteristika motoru TEDOM TG 250 AV/AH TA EEV [18]

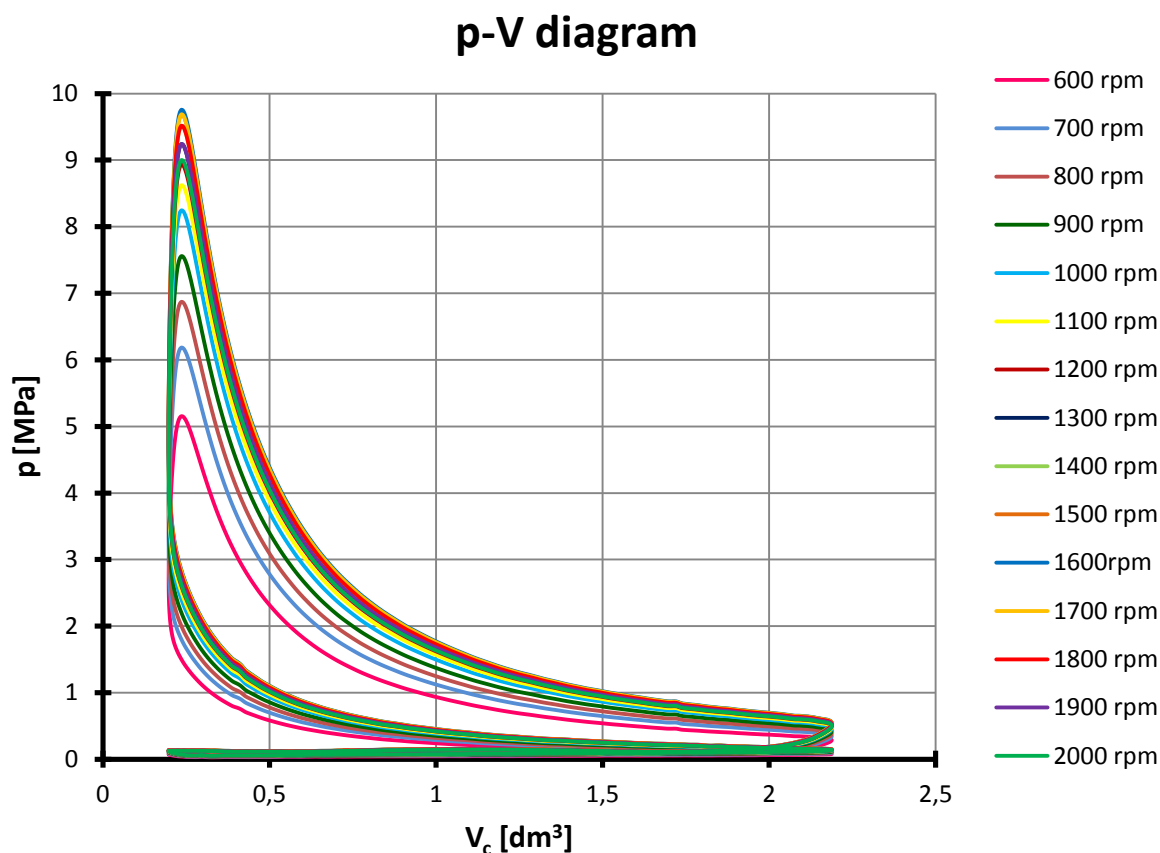


4 INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM

Data pro vykreslení diagramu, která byla naměřena na obdobném motoru, mi poskytnul vedoucí práce. Jednalo se o hodnoty indikovaného tlaku pro jeden pracovní cyklus čtyřdobého motoru. S tímto indikovaným tlakem, pro zvolené otáčky, jsem provedl rozbor sil v klikovém mechanismu, abych mohl určit indikovaný výkon a moment motoru. Při tom jsem uvažoval stejný indikovaný tlak ve všech válcích. Indikovaný výkon a moment jsem vynásobil celkovou mechanickou účinností motoru η_{mech} , kterou jsem po konzultaci s vedoucím práce zvolil 85%. Teprve tento efektivní výkon a točivý moment můžu porovnat s vnější otáčkovou charakteristikou (Obr. 32) pro zvolené otáčky a zjistit, zda takový tlak ve válci vyvine požadovaný výkon a moment. Jestliže výkon a moment pro vyšetřované otáčky nedosahoval požadovaných hodnot, byly hodnoty indikovaného tlaku v jednom pracovním cyklu vynásobeny vhodnou konstantou. Tímto způsobem jsem získal indikované tlaky pro celý rozsah pracovních otáček motoru, přičemž rozbor je proveden s krokem 100 otáček. Je nutné poznamenat, že se jedná o určité zjednodušení. Je to však jediná možnost, jak získat indikované tlaky pro určitý rozsah otáček, když nemáme k dispozici reálně naměřené hodnoty na skutečném motoru.

4.1 P – V DIAGRAM

$p - V$ diagram zobrazuje průběh tlaků ve válci v závislosti na okamžitém objemu nad pístem.



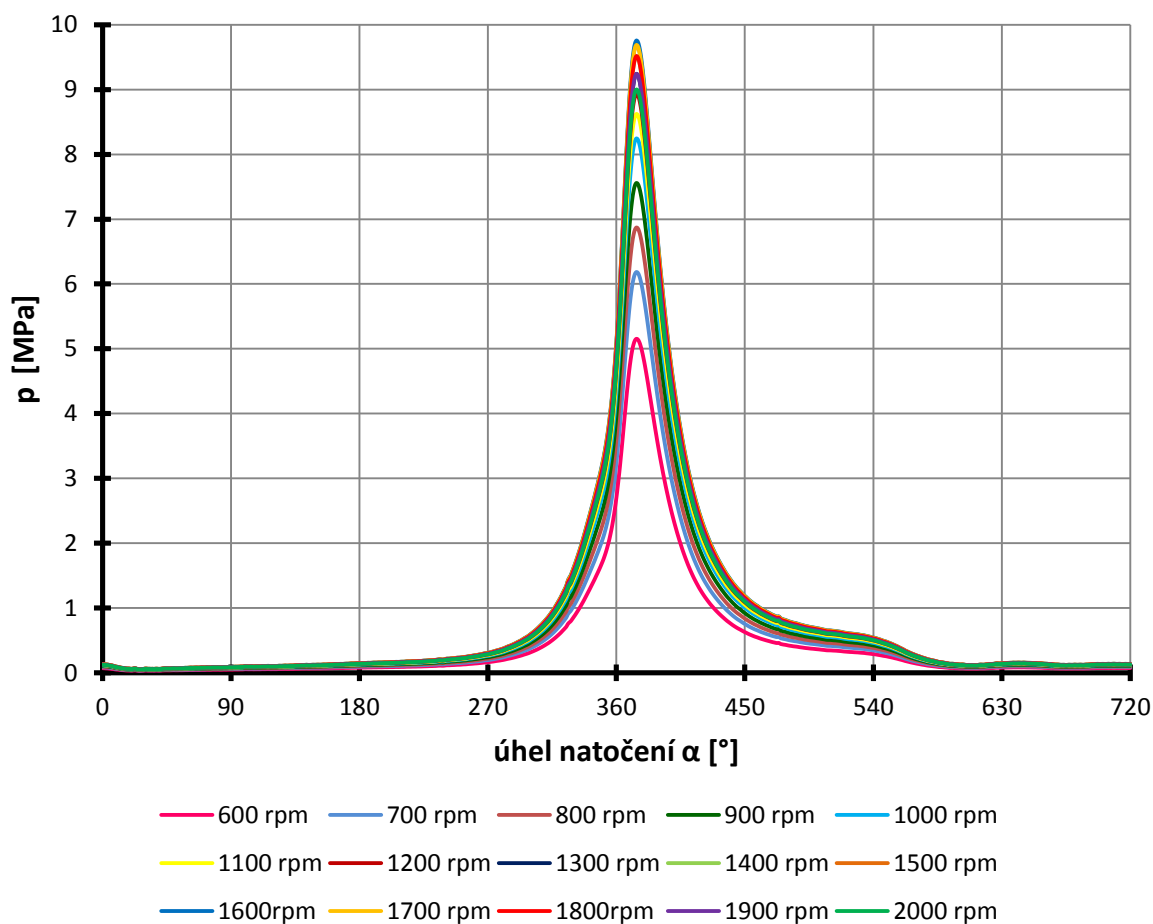
Obr. 33 $p - V$ diagram



4.2 P – α DIAGRAM

$p - \alpha$ diagram zobrazuje průběh tlaků ve válci v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele.

$p - \alpha$ diagram



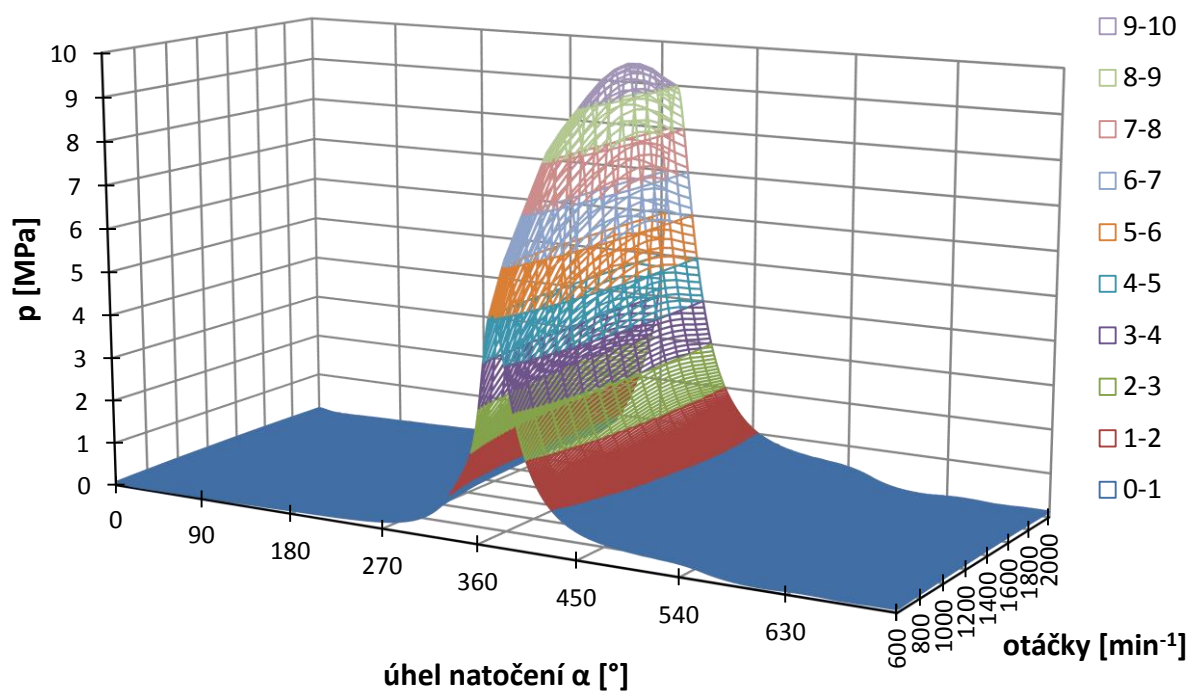
Obr. 34 $p - \alpha$ diagram

Maximální tlak ve válci je $p_{max} = 9,76 \text{ MPa}$, odpovídá úhlu natočení klikové hřídele $\alpha = 14^\circ$ za horní úvratí při otáčkách motoru $n = 1600 \text{ min}^{-1}$.

Na Obr. 35 je znázorněn tento diagram ve 3D.



p - α diagram



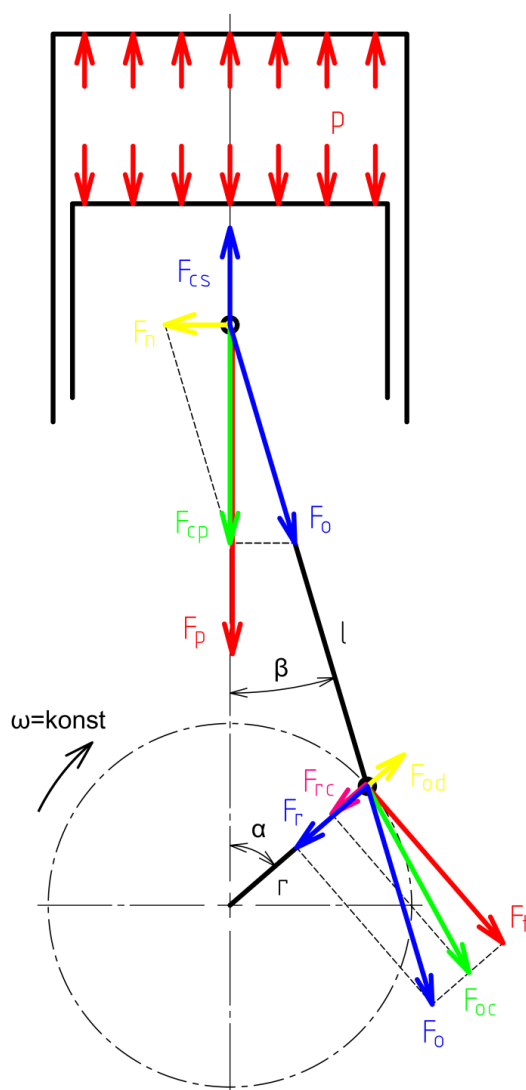
Obr. 35 p- α diagram



5 ROZBOR SIL V KLIKOVÉM MECHANISMU

Rozborem sil v klikovém mechanismu je nutné zjistit průběh točivého momentu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele na jeho jednom zalomení. Tento průběh bude sloužit pro následnou aplikaci zatížení v multi-body systému.

Síly v klikovém mechanismu jsou vykresleny pro $n = 1600 \text{ min}^{-1}$.



Obr. 36 Síly působící v klikovém mechanismu



5.1 PRIMÁRNÍ SÍLY

5.1.1 SÍLA NA PÍST OD TLAKU PLYNŮ VE VÁLCI

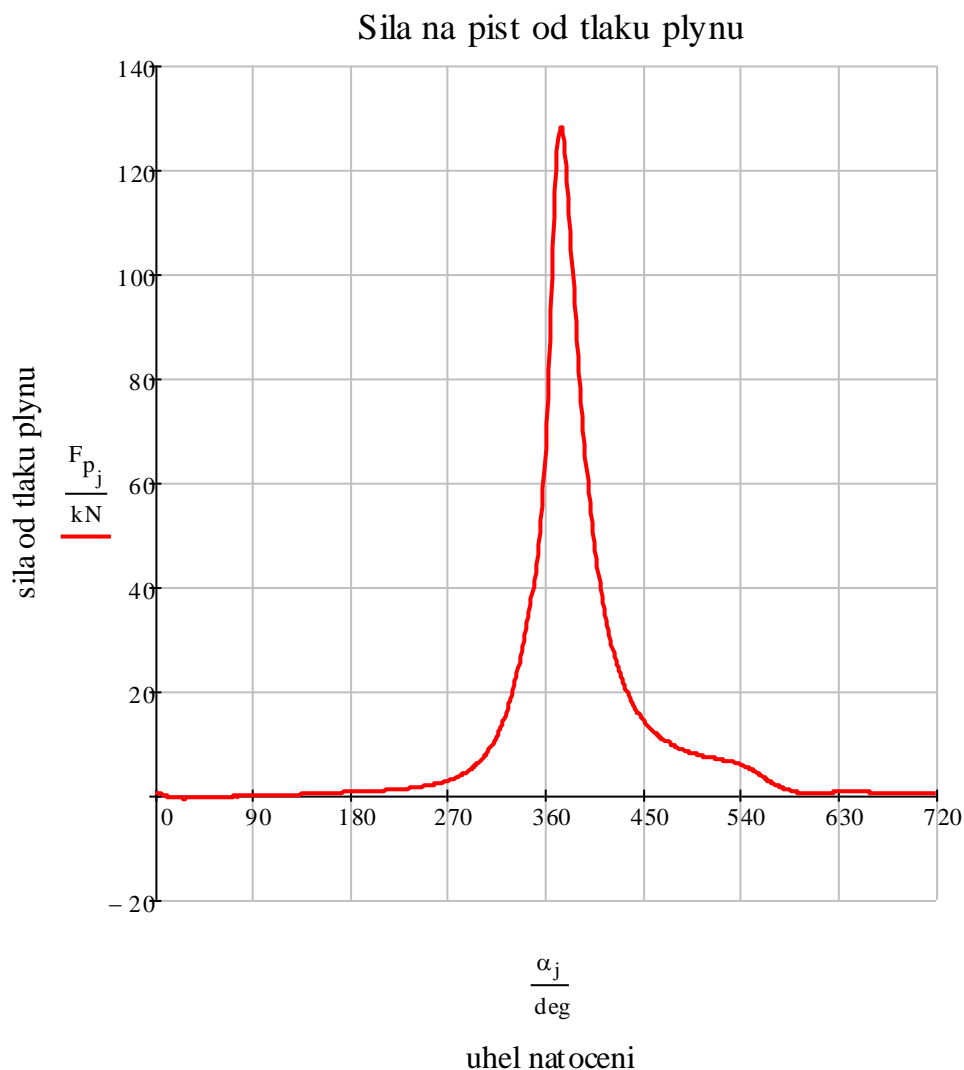
Tlak plynů ve válci, působící na dno pístu a na hlavu válce, vyvolává sílu od tlaku plynů F_p , která působí v ose válce. [19] Tato síla je definována vztahem:

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p - p_0) [N] \quad (43)$$

Kde:

D	[mm]	- vrtání válce
p	[MPa]	- tlak plynů ve válci
p_0	[MPa]	- tlak v klikové skříni

Tlak v klikové skříni p_0 je roven tlaku atmosférickému za předpokladu, že má konstantní velikost.



Obr. 37 Průběh síly na píst od tlaku plynů



5.2 SEKUNDÁRNÍ SÍLY

Tyto síly jsou způsobené hmotností a zrychlením pohybujících se částí pístní skupiny. Jejich velikost proto závisí na hmotnosti pístní skupiny a na otáčkách motoru. Klikový mechanismus převádí přímočarý vratný pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele, který je střídavě zrychlující a zpomalující, pomocí ojnice. Víceválcové motory a motory s těžkým setrvačником mají malou nerovnoměrnost chodu, proto se při výpočtu uvažuje úhlová rychlost otáčení klikového hřídele jako konstantní. [19]

Nejsložitější pohyb koná ojnice. Jedná se o obecný rovinný pohyb, který se skládá z posuvného pohybu spolu s pístem a rotačního pohybu kolem osy pístního čepu. Pro výpočet se tato soustava nahrazuje dynamicky ekvivalentní soustavou. Hmotnost ojnice se redukuje do dvou hmotných bodů, přičemž musí platit: [19]

- hmotnost ojnice se musí rovnat součtu hmotností náhradní soustavy
- těžiště ojnice musí být totožné s těžištěm náhradní soustavy
- moment setrvačnosti ojnice k ose procházející těžištěm se musí rovnat momentu setrvačnosti náhradní soustavy k téže ose. [20]

Po redukci je hmotnost m_1 soustředěna do oka ojnice pro pístní čep, který vykonává posuvný pohyb, a hmotnost m_2 do hlavy ojnice pro klikový čep, který vykonává rotační pohyb.

Hmotnosti m_1 a m_2 jsem zjistil od výrobce motoru TEDOM.

5.2.1 SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH HMOT

Do hmotnosti pístní skupiny m_{psk} je zahrnuta hmotnost pístu, pístního čepu, pístních kroužků a pojistných kroužků. K této hmotnosti se připočte hmotnost posuvné části ojnice m_1 . Potom výsledná setrvačná síla je dána vztahem:

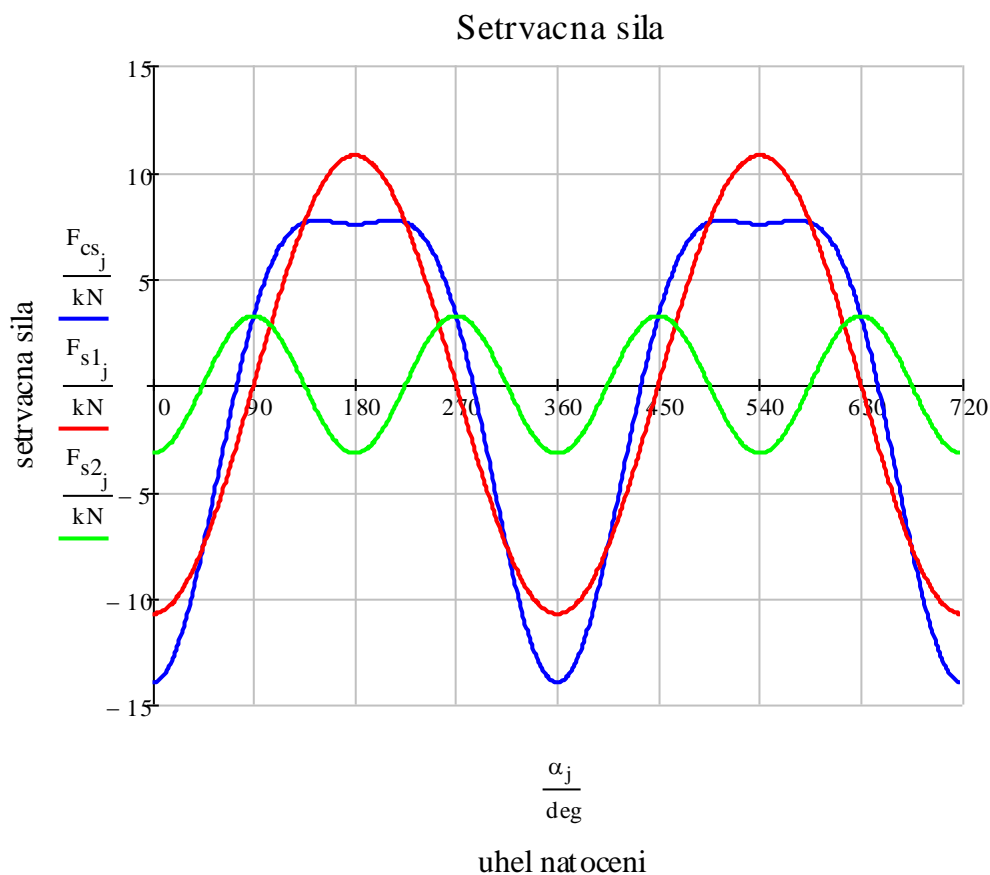
$$F_{cs} = -(m_{psk} + m_1) \cdot a \text{ [N]} \quad (44)$$

Setrvačná síla 1. řádu:

$$F_{s1} = -(m_{psk} + m_1) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \text{ [N]} \quad (45)$$

Setrvačná síla 2. řádu:

$$F_{s2} = -(m_{psk} + m_1) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) \text{ [N]} \quad (46)$$



Obr. 38 Průběh celkové setrvačné síly posuvných hmot

5.2.2 SETRVAČNÁ SÍLA ROTAČNÍCH HMOT

Setrvačná síla rotačních hmot ojnice a ojničního ložiska je dána vztahem:

$$F_{od} = (m_2 + m_{ol}) \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (47)$$

m_{ol} [kg] - hmotnost ojničního ložiska

Síla působí ze středu otáčení klikového hřídele ve směru jeho ramene. Při rozboru sil uvažujeme úhlovou rychlost otáčení klikového hřídele jako konstantní. Potom i tato síla bude mít konstantní velikost.



5.3 SÍLA V OSE OJNICE

Celková síla v ose válce F_{cp} se rozkládá do směru osy ojnice působící v její ose:

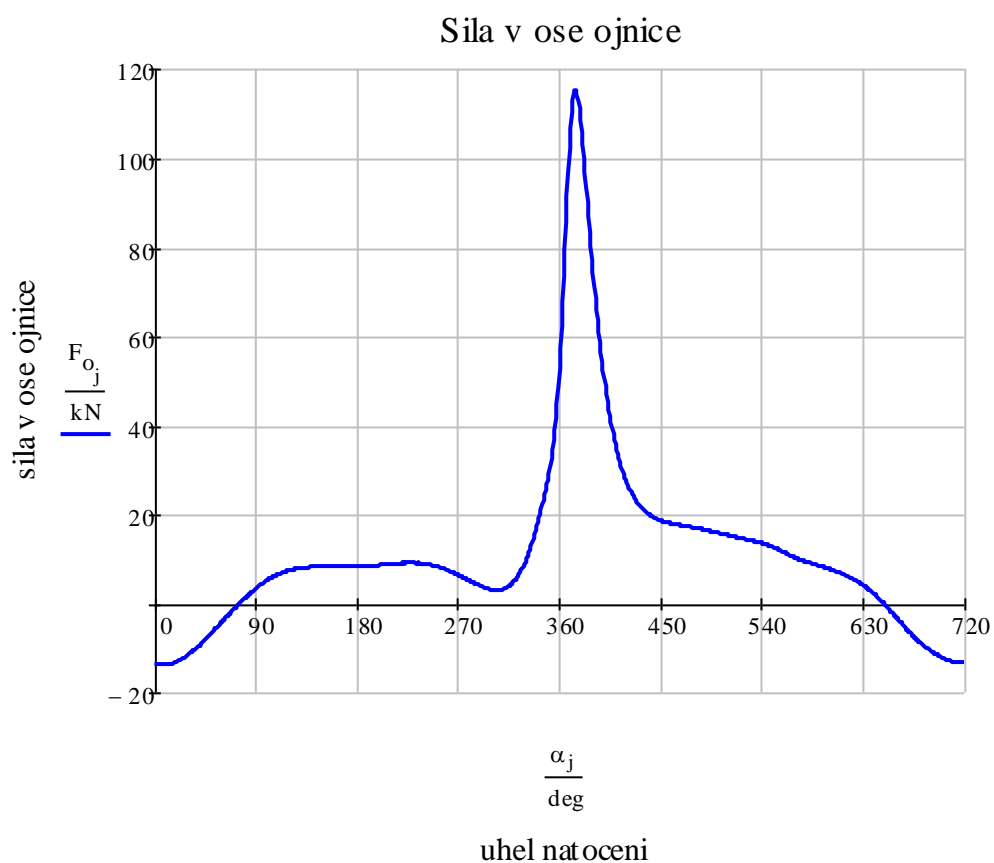
$$F_o = \frac{F_{cp}}{\cos \beta} [N] \quad (48)$$

Kde:

$$F_{cp} = F_p + F_{cs} [N] \quad (49)$$

Úhel odklonu ojnice:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha)) \quad (50)$$



Obr. 39 Průběh síly v ose ojnice



5.4 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OJNIČNÍM ČEPU

Síla v ose ojnice se přenáší na klikový čep, kde se rozkládá na sílu radiální

$$F_r = -F_o \cdot \cos(\alpha + \beta) \text{ [N]} \quad (51)$$

a na tečnou sílu.

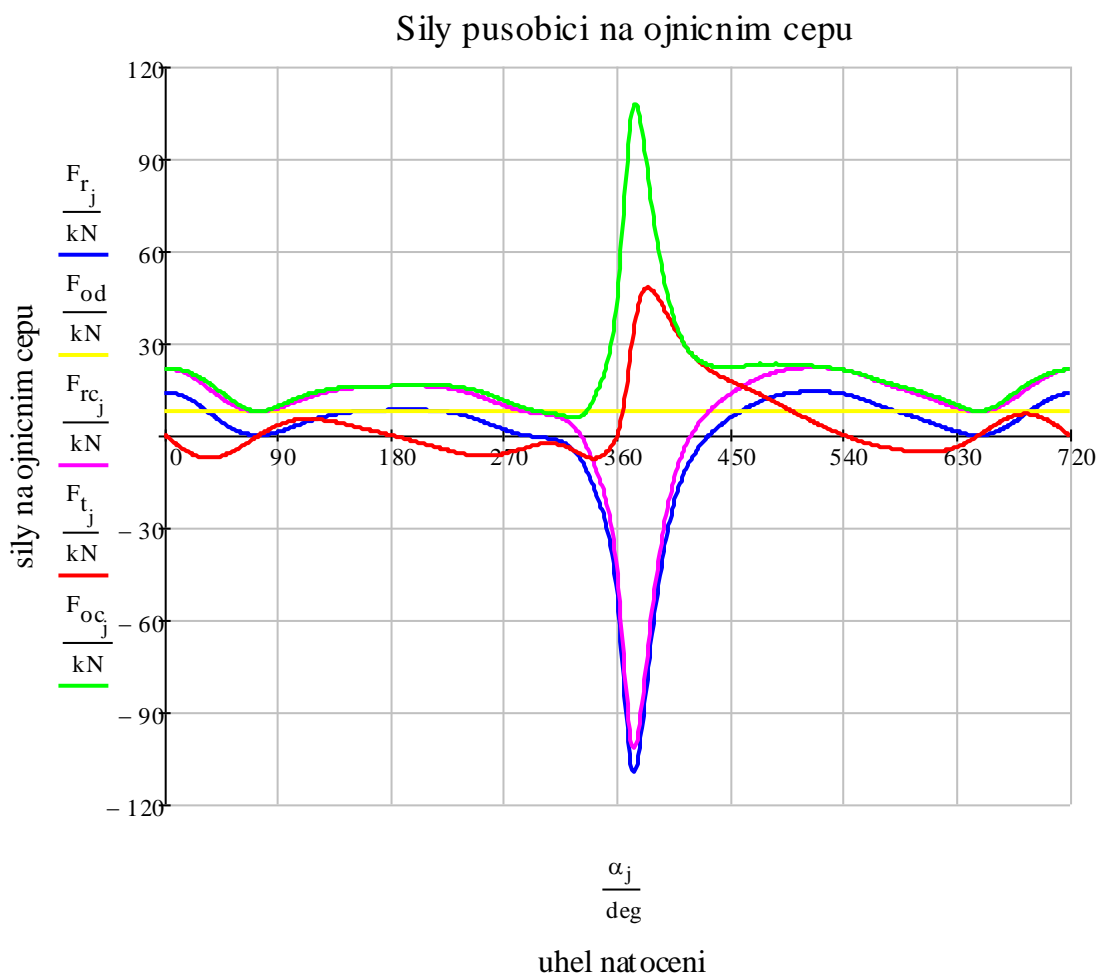
$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta) \text{ [N]} \quad (52)$$

Celková radiální síla na klikovém čepu je součtem síly radiální F_r a setrvačné síly rotačních hmot ojnice a ojničního ložiska F_{od} :

$$F_{rc} = F_r + F_{od} \text{ [N]} \quad (53)$$

Celková síla působící na ojničním čepu je definována:

$$F_{oc} = \sqrt{F_{rc}^2 + F_t^2} \text{ [N]} \quad (54)$$



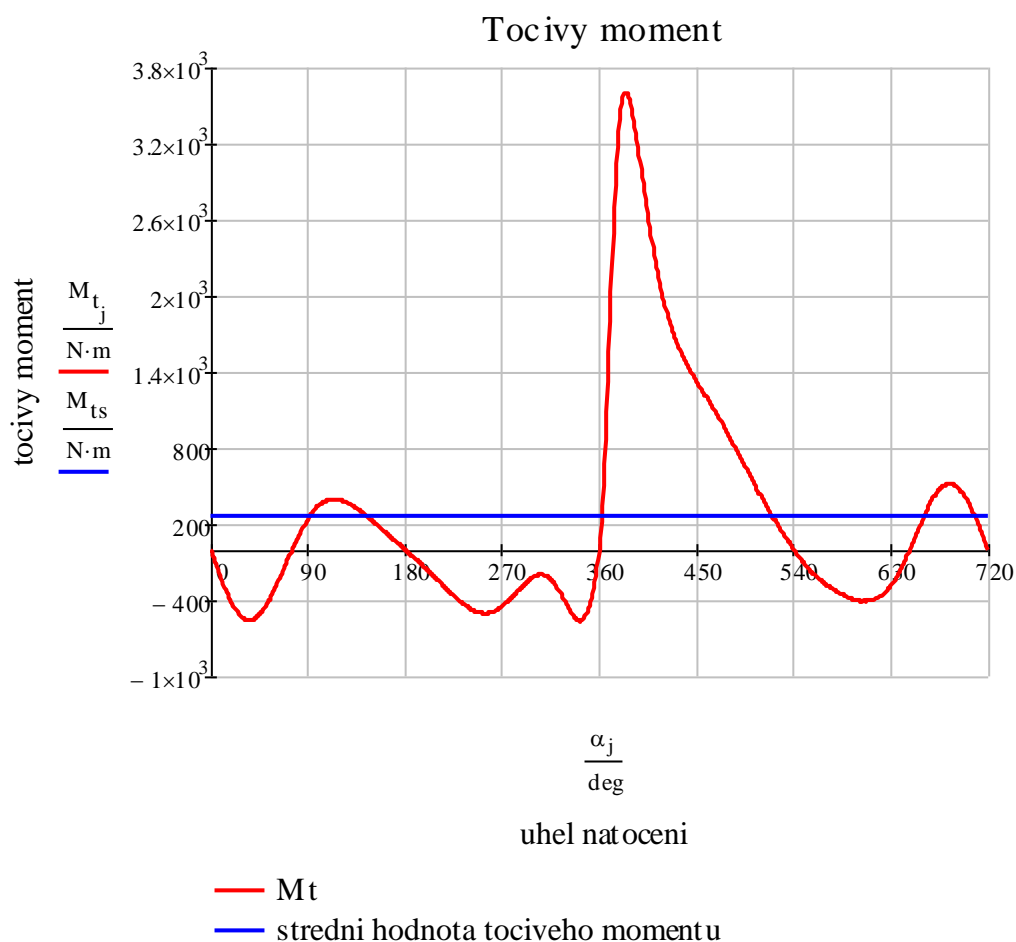
Obr. 40 Průběhy sil na ojnicím čepu



5.5 TOČIVÝ MOMENT NA OJNÍČNÍM ČEPU

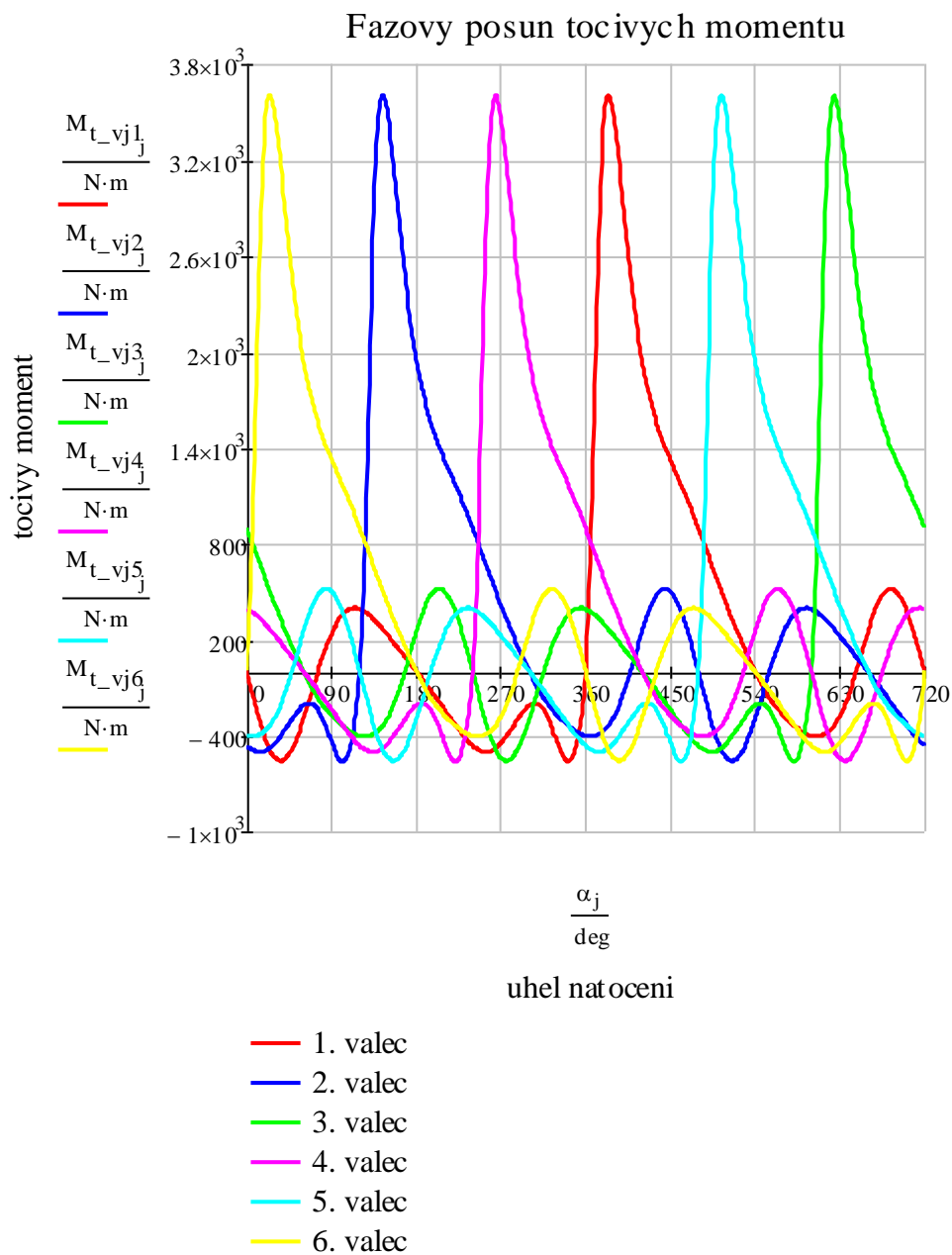
Tečná síla F_t vytváří na klikovém čepu točivý moment M_t definovaný vztahem:

$$M_t = F_t \cdot r \text{ [Nm]} \quad (55)$$



Obr. 41 Průběh točivého momentu

Na Obr. 42 je zobrazen průběh fázově posunutých točivých momentů na jednotlivých zalomeních klikového hřídele, přičemž pořadí zapalování je 1-5-3-6-2-4.



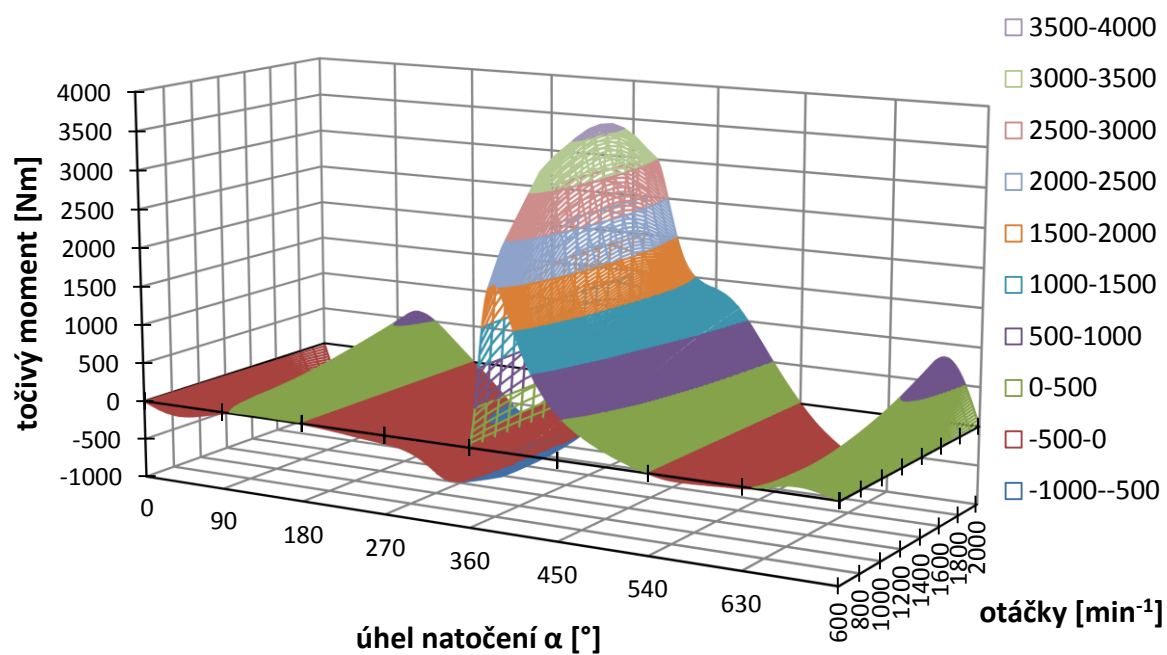
Obr. 42 Průběh fázově posunutých točivých momentů

Rozbor sil v klikovém mechanismu pro celý rozsah otáček jsem provedl v programu Mathcad. Do tohoto programu jsem vždy načtl soubor s indikovaným tlakem pro příslušné otáčky. Výstupem jsou hodnoty točivého momentu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Stejným způsobem jsem zjistil hodnoty točivých momentů i pro ostatní otáčky, přičemž rozbor je proveden s krokem 100 otáček. Tyto hodnoty, tedy točivé momenty v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele pro celý rozsah provozních otáček, jsem importoval do programu Microsoft Excel, kde jsem sestrojil graf.

Výsledkem je plocha točivých momentů na prvním zalomení, viz Obr. 43. Jak už jsem napsal dříve, tento průběh bude sloužit pro aplikaci zatížení v multi-body systému.



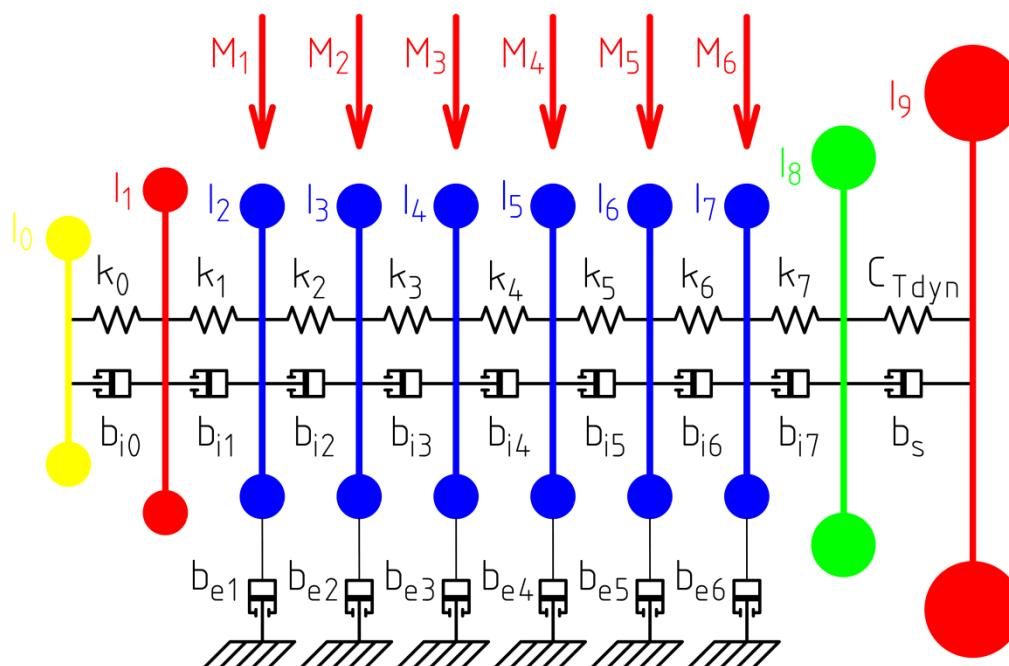
Točivý moment na 1. zalomení



Obr. 43 Plocha točivých momentů

6 NÁVRH ZJEDNODUŠENÝCH VÝPOČTOVÝCH MODELŮ

Zjednodušený výpočtový model vychází z teorie diskrétního torzního modelu popsaného v kapitole 1.3. Model tvoří válcová hmotná tělesa spojená nehmotnými pružnými vazbami. Navržený model je skutečným nahrazením klikového mechanismu pohonné jednotky spojeného pružnou spojkou s rotorem dynamometru, viz Obr. 44. Model slouží pouze k řešení torzního kmitání, ale na druhou stranu je nutné poznamenat, že toto kmitání je nejvýraznějším dynamickým jevem projevujícím se u víceválcových motorů.



Obr. 44 Zjednodušený výpočtový model řádového šestiválcového motoru ve spojení s dynamometrem

Význam jednotlivých členů navrženého modelu:

- **Válcová tělesa (momenty setrvačnosti)**

I_0	– prstenec tlumiče
I_1	– skříň tlumiče torzních kmitů
$I_2 \div I_7$	– válcové jednotky
I_8	– setrvačnick
I_9	– rotor dynamometru

- **Tuhosti jednotlivých částí klikového hřídele**

$k_0 \div k_7$	– tuhosti mezi zalomeními
----------------	---------------------------

- **Tlumení jednotlivých částí klikového hřídele**

$b_{i0} \div b_{i7}$	– tlumení vnitřní
$b_{e1} \div b_{e6}$	– tlumení vnější (v ložiskách)



- **Parametry pružné spojky**

C_{Tdyn} – dynamická torzní tuhost

b_s – tlumení pružné spojky

- **Harmonické buzení**

$M_1 \div M_6$

Stanovení parametrů elastického hřídele spalovacího motoru je provedeno pomocí diskrétního torzního modelu naladěného podle výsledků technických experimentů. Parametry náhradního diskrétního modelu jsou uvedeny v následujících tabulkách. Tyto hodnoty mi poskytl vedoucí práce a charakterizují spalovací motor TEDOM. [21] Pružná spojka, spojující spalovací motor s dynamometrem, je charakterizována dynamickou torzní tuhostí a tlumením. Vhodnou velikost dynamometru, tedy jeho moment setrvačnosti, mi určil vedoucí práce.

Kdybych neměl k dispozici parametry náhradního torzního modelu, provedl bych redukci hmot a délek, jak jsem popsal v kapitole 1.3.

Tab. 2 Momenty setrvačnosti a viskózní tlumení jednotlivých částí náhradního torzního systému [21]

Název	Pořadí náhradní hmoty	Moment setrvačnosti [kg·m ²]	Tlumení [Nms/rad]
Prstenec tlumiče	0	0,084	86,3*
Skříň tlumiče torzních kmitů	1	0,126	0
Válcová jednotka 1	2	0,114	3,18**
Válcová jednotka 2	3	0,114	3,18**
Válcová jednotka 3	4	0,114	3,18**
Válcová jednotka 4	5	0,114	3,18**
Válcová jednotka 5	6	0,114	3,18**
Válcová jednotka 6	7	0,114	3,18**
Setrvačník	8	1,8	0
Rotor dynamometru	9	4,333	0

* - tlumení v torzním tlumiči b_{i0} (vnitřní)

** - tlumení v ložiskách $b_{e1} \div b_{e6}$ (vnější)



Tab. 3 Hodnoty torzních tuhostí mezi jednotlivými úseky náhradního torzního systému [21]

Název	Úsek na torzním řetězci	Torzní tuhost [Nm/rad]
Silikonový torzní tlumič	0-1	$5 \cdot 10^4$
Přední část klikového hřídele mezi koncem a středem 1. ojnicního čepu	1-2	$0,63 \cdot 10^6$
Část klikového hřídele	2-3	$3,93 \cdot 10^6$
Část klikového hřídele	3-4	$2,87 \cdot 10^6$
Část klikového hřídele	4-5	$2,87 \cdot 10^6$
Část klikového hřídele	5-6	$2,87 \cdot 10^6$
Část klikového hřídele	6-7	$2,87 \cdot 10^6$
Zadní část klikového hřídele mezi setrvačником a středem 6. ojnicního čepu	7-8	$4,42 \cdot 10^6$

Tato navržená torzní soustava bude modelována v multi-body systému ADAMS View. Při modelování nebude uvažováno tlumení $b_{i1} \div b_{i7}$. Jedná se o materiálové tlumení, které je velmi obtížně zjistitelné. Pružná spojka bude modelována jako torzní pružina. Její moment setrvačnosti nebude uvažován.

Cílem práce je navrhnout parametry spojky (C_{Tdyn}) tak, aby se hlavní rezonance soustavy posunuly pod provozní otáčky motoru. Návrhem pružné spojky se zabývá následující kapitola.



7 NÁVRH PRUŽNÉ SPOJKY

Pružná spojka se v soustrojí se spalovacími motory používá jako prostředek, jejímž hlavním úkolem je příznivě ovlivnit torzní spektrum.

7.1 PARAMETRY PRUŽNÉ SPOJKY DODANÉ VEDOUČÍM PRÁCE

Vedoucím práce mi byly poskytnuty tyto parametry pružné spojky, viz Tab. 4:

Tab. 4 Parametry pružné spojky od vedoucího práce

C_{Tdyn} [Nm/rad]	ψ [–]
78000	1,13

7.2 PARAMETRY NAVRŽENÉ SPOJKY

Pro tuto úlohu jsem vybral pružnou spojku od renomovaného výrobce VULKAN typ VULASTIK L, Obr. 45.



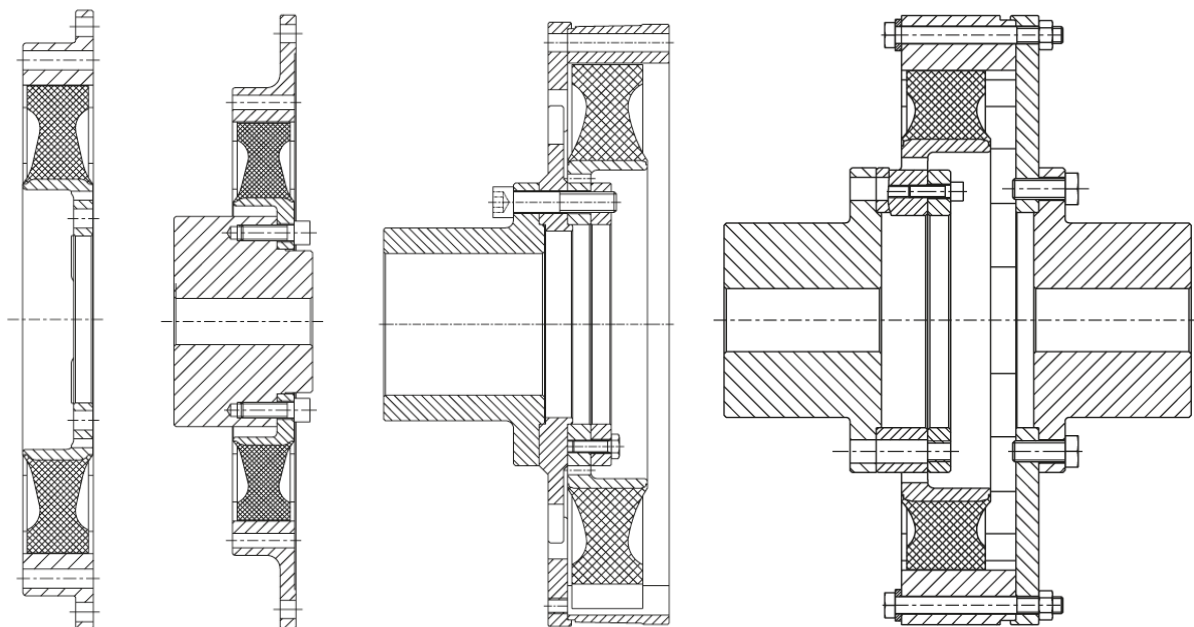
Obr. 45 Spojka VULASTIK L [22]

Tyto spojky se používají v mnoha aplikacích, jako jsou např.

- hlavní a pomocné pohony
- motorgenerátory
- pohony čerpadel [22]

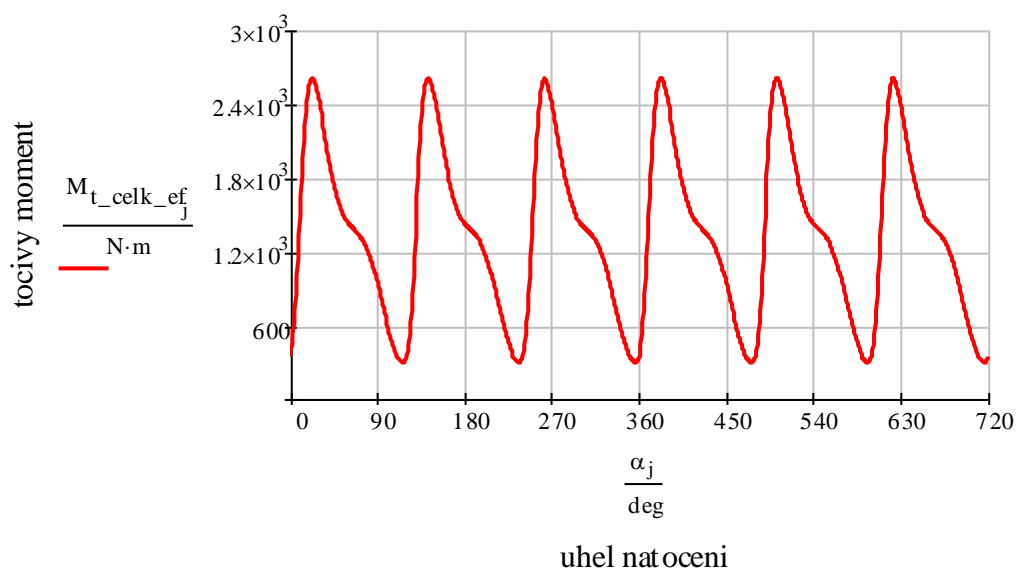
Spojka se jako celek skládá z vnějšího prstence z hliníkové slitiny, který má na svém vnitřním obvodu vytvořeno ozubení. To zapadá do ozubení pružného elementu, které je vytvořeno na jeho vnějším obvodu. Pružný element je na vnitřním průměru spojen s ocelovým nábojem, který slouží k propojení s hnaným strojem. Prstenec ze slitiny hliníku v tomto případě slouží k propojení s hnacím strojem.

Tato spojka se vyrábí v mnoha variantách uchycení, jak ze strany hnacího, tak ze strany hnaného stroje. Některé varianty provedení spojek jsou na Obr. 46. Konstrukčním návrhem spojení spalovacího motoru s dynamometrem se tato práce nezabývá.



Obr. 46 Některá konstrukční provedení spojek VULASTIK L [22]

Pro návrh spojky je nutné znát točivý moment, který musí spojka přenést. Jedná se o efektivní točivý moment na výstupu z motoru, při otáčkách maximálního točivého momentu (1600 min^{-1}). Jeho průběh zachycuje Obr. 47.



Obr. 47 Průběh efektivního točivého momentu na výstupu z motoru



Po konzultaci a dle zkušeností doc. Novotného bych měl volit spojku s nižší torzní tuhostí, než mi byla poskytnuta. Z katalogu výrobce firmy VULKAN jsem vybral spojku s označením X2216, jejíž parametry jsou zobrazeny na Obr. 48. Pro přehlednost jsou ještě uvedeny v Tab. 5.

Baugröße	Baugruppe	Nenn-dreh-moment	Anwendungsfaktor ³⁾			Max. Dreh-moment ₁	Max. Drehmoment ₂	Max. Dreh-moment-bereich	Zul. Wech-seldreh-moment	Zul. Verlustlei-stung	Zul. Drehzahl	Zul. radialer Kupplungs-versatz	Radiale Feder-steife	Dynamische Drehfeder-steife	Verhält-nismäßige Dämpfung
Size	Dimension Group	Normal Torque	Duty-Class Factor [®]			Max. Torque ₁	Max. Torque ₂	Max. Torque Range	Perm. Vibratory Torque	Perm. Power Loss	Perm. Rotational Speed	Perm. Radial Coupling Displacement	Radial Stiffness	Dynamic Torsional Stiffness	Relative Damping
		T _N kNm	L S _L	M S _M	C S _C	T _{max1} kNm	T _{max2} kNm	ΔT _{max} kNm	T _{FW} kNm	P _{max, th} kW	n _{max} 1/min	ΔK _r mm	C _{dyn} kN/mm	C _{Tdyn} ¹⁾ kNm/rad	ψ ²⁾
X 1411	X 1410	0,52	1,00	0,89	0,77	0,60	1,80	0,65	0,16	0,209	5300	1,0	0,60	2,0	1,00
X 1412		0,65				0,75		0,80	0,20				0,80	2,5	1,13
X 1413		0,65				0,75	2,50	1,11	0,20				1,40	5,0	1,13
X 1418		0,65				0,75		1,37	0,20				3,60	12,0	1,13
X 1611	X 1610	0,82	1,00	0,89	0,77	0,95	2,80	1,05	0,25	0,361	4100	1,0	0,65	2,5	1,00
X 1612		1,04				1,20		1,29	0,32				1,25	4,5	1,13
X 1613		1,04				1,20	4,00	1,80	0,32				1,70	8,5	1,13
X 1618		1,04				1,20		2,17	0,32				5,20	20,0	1,13
X 1911	X 1910	1,30	1,00	0,89	0,77	1,50	4,50	1,61	0,40	0,328	3600	1,0	1,00	4,5	1,00
X 1912		1,63				1,88		1,98	0,50				1,90	7,5	1,13
X 1913		1,63				1,88	6,25	2,76	0,50				2,30	14,0	1,13
X 1918		1,63				1,88		3,45	0,50				6,70	30,0	1,13
X 2211	X 2210	2,08	1,00	0,89	0,77	2,40	7,20	2,67	0,64	0,413	3200	1,0	1,5	7,0	1,00
X 2212		2,60				3,00		3,28	0,80				1,0	2,30	1,13
X 2213		2,60				3,00	10,00	4,57	0,80				1,0	2,80	1,13
X 2216		2,60				3,00		4,57	0,80				1,0	6,30	1,13
X 2218		2,60				3,00		5,44	0,80				1,0	8,60	1,13
X 221A		2,60				3,00		5,44	0,80				1,0	12,40	1,13

Obr. 48 Parametry navržené spojky [22]

Tab. 5 Parametry navržené spojky

C_{Tdyn} [Nm/rad]	ψ [–]
36000	1,13



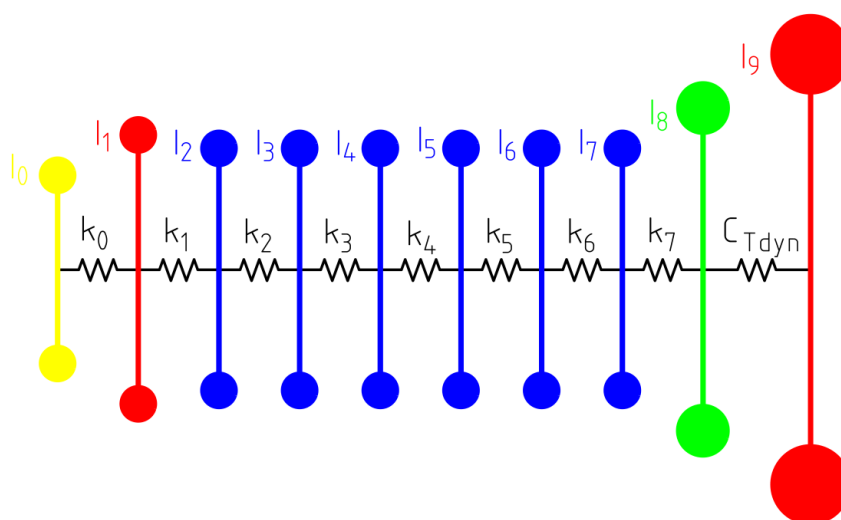
8 TORZNÍ KMITÁNÍ SOUSTROJÍ POHONNÉ JEDNOTKY A DYNAMOMETRU

Cílem této kapitoly je zjistit vlastní frekvence a tvary kmitání soustavy, než bude přistoupeno k tvorbě výpočtového modelu v multi-body systému.

8.1 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastní (volné) kmitání je takový harmonický pohyb, který je vybuzen vnějším impulzem, ale pokračuje i bez působení tohoto impulzu. Toto kmitání by teoreticky mohlo trvat nekonečně dlouhou dobu, kdyby nedocházelo ke ztrátám, ale díky pasivním odporům po určité době zaniká. Vzhledem k tomu není nebezpečné. Vlastní frekvence a vlastní tvary kmitání jsou u každé soustavy jiné. Tato frekvence je ovlivněna velikostí hmot (momenty setrvačnosti) a tuhostí mezi těmito hmotami. [19]

Náhradní torzní soustava je zobrazena na Obr. 49. Momenty setrvačnosti a tuhosti mezi jednotlivými zalomeními jsou uvedeny v Tab. 2 a Tab. 3. Výpočet je proveden pro obě varianty pružných spojek charakterizovaných dynamickou torzní tuhostí C_{Tdyn} . Parametry pružných spojek vystihuje Tab. 4 a Tab. 5.



Obr. 49 Náhradní torzní soustava řádového šestiválcového motoru ve spojení s dynamometrem

Při řešení torzního kmitání se předpokládá volné netlumené kmitání:

$$M \cdot \ddot{q} + K \cdot q = 0 \quad (56)$$

Matice hmotnosti M je definována takto:

$$M = \begin{bmatrix} I_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_9 \end{bmatrix} \quad (57)$$



Matice tuhosti K má tvar:

$$K = \begin{bmatrix} k_0 & -k_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_0 & k_0 + k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_5 & -k_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 + k_6 & -k_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6 & k_6 + k_7 & -k_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_7 & k_7 + C_{Tdyn} & -C_{Tdyn} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{Tdyn} & C_{Tdyn} \end{bmatrix} \quad (58)$$

q – vektor zobecněných souřadnic, který má předpokládaný tvar řešení:

$$q = w \cdot e^{i\Omega t} \quad (59)$$

w - vektor vlastních tvarů

Po dosazení do pohybové rovnice dostaneme tvar:

$$(K - \Omega^2 \cdot M) \cdot w = 0 \quad (60)$$

Převedením na problém vlastních čísel obdržíme tvar:

$$(M \cdot K^{-1} - \Omega^2 \cdot E) \cdot w = 0 \quad (61)$$

Řešením soustavy rovnic jsou vlastní úhlové frekvence a jim příslušející vlastní tvary kmitání. Z těchto rovnic lze vypočítat jen poměry úhlových amplitud pro každou vlastní úhlovou frekvenci Ω , protože výchylky závisí jen na velikosti impulsu. Vlastní tvary jsou poměrnými veličinami, proto stačí zvolit výchylku první hmoty (např. jednička) a ostatní jsou její násobky.

$$a_i = \frac{w_{0i}}{w_{01}} [-] \quad (62)$$

V praxi jsou u motorů, ke kterým je připojena ještě další hmota, nejvýznamnější pouze první dvě vlastní frekvence. Frekvence vyšších řádů nás většinou nezajímají, protože se v provozních otáčkách neprojevují.

Vlastní frekvence se vypočte podle vztahu:

$$N = \frac{\Omega}{2\pi} [Hz] \quad (63)$$

8.2 REZONANČNÍ OTÁČKY SOUSTROJÍ

„Každá harmonická složka krouticího momentu vzbuzuje nezávisle na ostatních složkách vynucené kmitání stejné frekvence, jako má tato složka; složka řádu k způsobuje tedy při otáčkách motoru n vynucené kmitání frekvence $k \cdot n$. Spalovací motor (soustrojí) má tedy řadu kritických otáček, příslušných kmitání jednovuzlovému, dvouuzlovému nebo i vyšším stupňům kmitání.“ [1]



Rezonanční otáčky pro jednouzlové kmitání se určí podle vztahu:

$$n_{1,rez} = \frac{N_1}{\kappa} [Hz] \quad (64)$$

Pro dvouuzlové kmitání podle vztahu:

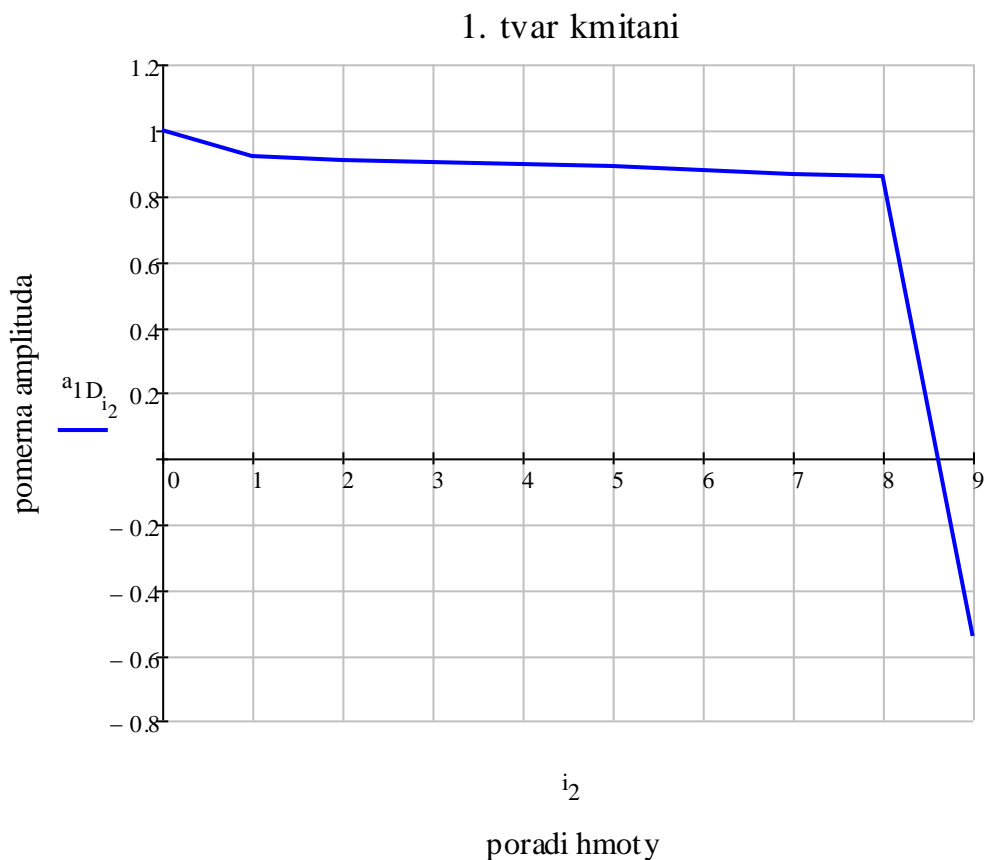
$$n_{2,rez} = \frac{N_2}{\kappa} [Hz] \quad (65)$$

U motorů s pravidelným rozestupem zážehů přísluší nejvýznamnější rezonance hlavním řádům harmonických složek, které jsou rovny celočíselnému násobku polovičního počtu válců. U motoru TEDOM se jedná o řady $\kappa_h = 3, 6, 9, 12 \dots$

V následujících dvou podkapitolách jsou prezentovány výsledky vlastních tvarů a frekvencí soustav s dodanou a navrženou spojkou.

8.2.1 VLASTNÍ TVARY A FREKVENCE SOUSTAVY SE SPOJKOU DODANOU VEDOUČÍM PRÁCE

Na Obr. 50 a Obr. 51 jsou uvedeny první dva tvary kmitání pro soustavu se spojkou dodanou vedoucím práce.



Obr. 50 Tvar prvního vlastního kmitání soustavy s dodanou spojkou

2. tvar kmitání



Obr. 51 Tvar druhého vlastního kmitání soustavy s dodanou spojkou

Z předchozích obrázků je patrné, že při prvním tvaru kmitání kmitá celá pohonná jednotka jako celek proti rotoru dynamometru. Vibrační uzel, místo s největším torzním napětím, je mezi 8. a 9. hmotou. Zde je umístěna pružná spojka, která přenesne torzní napětí.

Při druhém tvaru kmitá s největší výchylkou torzní tlumič. Jeden vibrační uzel se nachází na klikovém hřídeli, ale druhý uzel je opět mezi 8. a 9. hmotou, kde je umístěna pružná spojka.

Vlastní frekvence pro jednouzlové a dvouuzlové kmitání jsou uvedeny v Tab. 6.

Tab. 6 Vlastní frekvence pro jednouzlové a dvouuzlové kmitání

1. vlastní frekvence	2. vlastní frekvence
N_{1D} [Hz]	N_{2D} [Hz]
34,3	114,8

V Tab. 7 jsou uvedeny rezonanční otáčky soustavy pro dodanou spojkou. Rezananční otáčky připadající v úvahu provozního režimu soustrojí, $625 \pm 25 \text{ min}^{-1}$ až 2000 min^{-1} , jsou zvýrazněné. Z Tab. 7 je patrné, že rezonance hlavního řádu harmonické složky $\kappa = 3$ (zvýrazněná červeně) se nachází v provozním režimu. Při otáčkách 686 min^{-1} tedy nastane rezonance soustavy motor-dynamometr. Vhodnou tuhostí spojky lze přesunout tuto rezonanci pod provozní otáčky. Návrhem spojky se tedy zabývá tato práce.

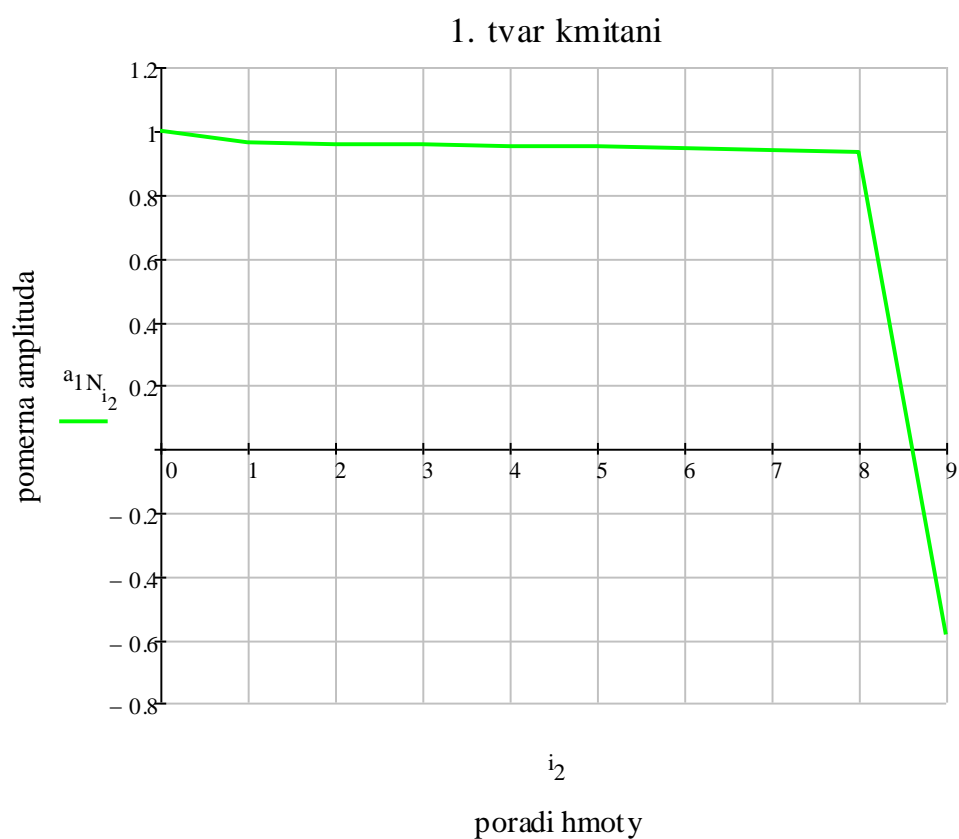


Tab. 7 Rezonanční otáčky soustavy se spojkou dodanou vedoucím práce

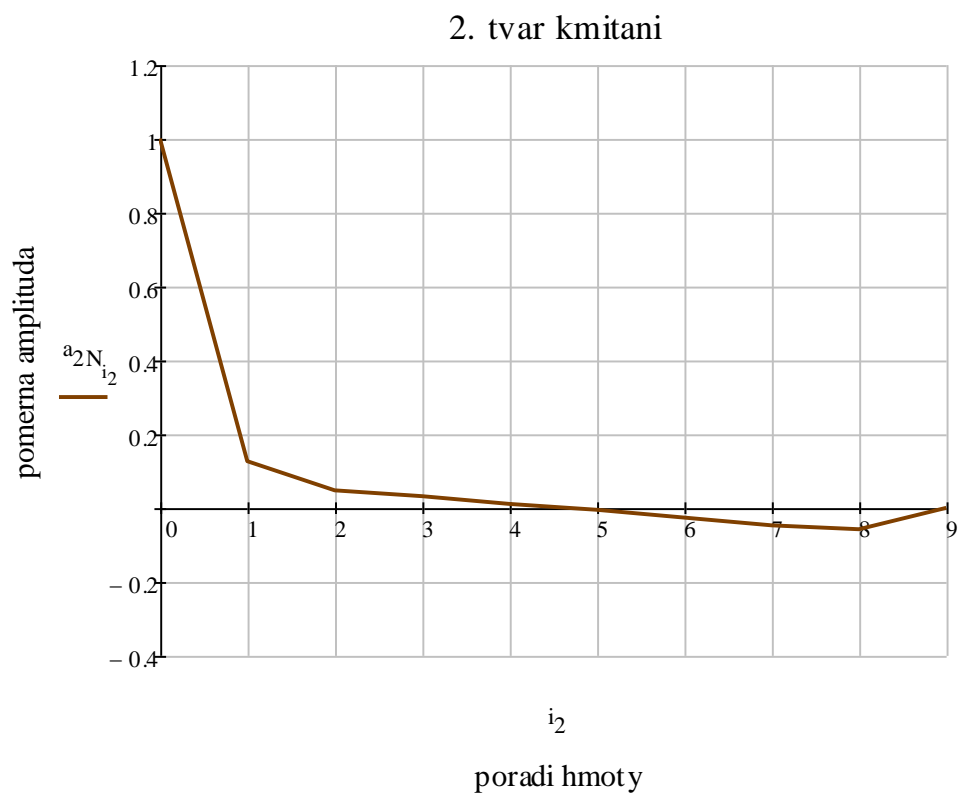
Řád harmonické složky	Rezonanční otáčky soustavy	
	1. tvar kmitání	2. tvar kmitání
κ [-]	n_{1rez} [min^{-1}]	n_{2rez} [min^{-1}]
0,5	4116	13778
1	2058	6889
1,5	1372	4593
2	1029	3444
2,5	823	2756
3	686	2296
3,5	588	1968
4	514	1722
4,5	457	1531
5	412	1378
5,5	374	1253
6	343	1148
6,5	317	1060
7	294	984
7,5	274	919
8	257	861
8,5	242	810
9	229	765
9,5	217	725
10	206	689
10,5	196	656
11	187	626
11,5	179	599
12	171	574

8.2.2 VLASTNÍ TVARY A FREKVENCE SOUSTAVY S NAVRŽENOU SPOJKOU

Na Obr. 52 a Obr. 53 jsou uvedeny první dva tvary kmitání pro soustavu s navrženou spojkou.



Obr. 52 Tvar prvního vlastního kmitání soustavy s navrženou spojkou



Obr. 53 Tvar druhého vlastního kmitání soustavy s navrženou spojkou



Z předchozích obrázků je patrné, že vlastní tvary soustavy jsou velice podobné jako v předešlém případě. Vlastní frekvence pro jednouzlové a dvouuzlové kmitání jsou uvedeny v Tab. 8. Z ní je patrné, že při použití spojky s nižší tuhostí došlo ke snížení 1. vlastní frekvence soustavy.

Tab. 8 Vlastní frekvence pro jednouzlové a dvouuzlové kmitání

1. vlastní frekvence	2. vlastní frekvence
N_{1N} [Hz]	N_{2N} [Hz]
23,4	114,6

V Tab. 9 jsou opět uvedeny rezonanční otáčky soustavy pro navrženou spojku. Zvýrazněny jsou rezonanční otáčky připadající v úvahu provozního režimu. Z této tabulky je patrné, že rezonance řádu $\kappa = 3$ (zvýrazněná červeně), se nachází pod provozními otáčkami.

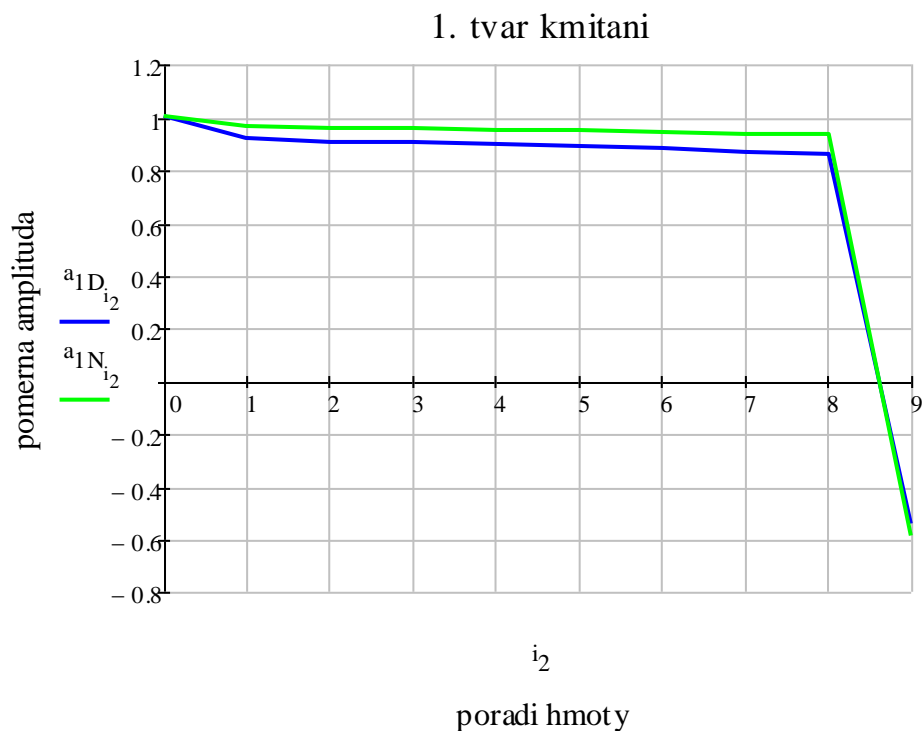
Tab. 9 Rezananční otáčky soustavy s navrženou spojkou

Řád harmonické složky	Rezananční otáčky soustavy	
	1. tvar kmitání	2. tvar kmitání
κ [-]	n_{1rez} [min^{-1}]	n_{2rez} [min^{-1}]
0,5	2805	13755
1	1402	6878
1,5	935	4585
2	701	3439
2,5	561	2751
3	467	2293
3,5	401	1965
4	351	1719
4,5	312	1528
5	280	1376
5,5	255	1250
6	234	1146
6,5	216	1058
7	200	983
7,5	187	917
8	175	860
8,5	165	809
9	156	764
9,5	148	724
10	140	688
10,5	134	655
11	127	625
11,5	122	598
12	117	573



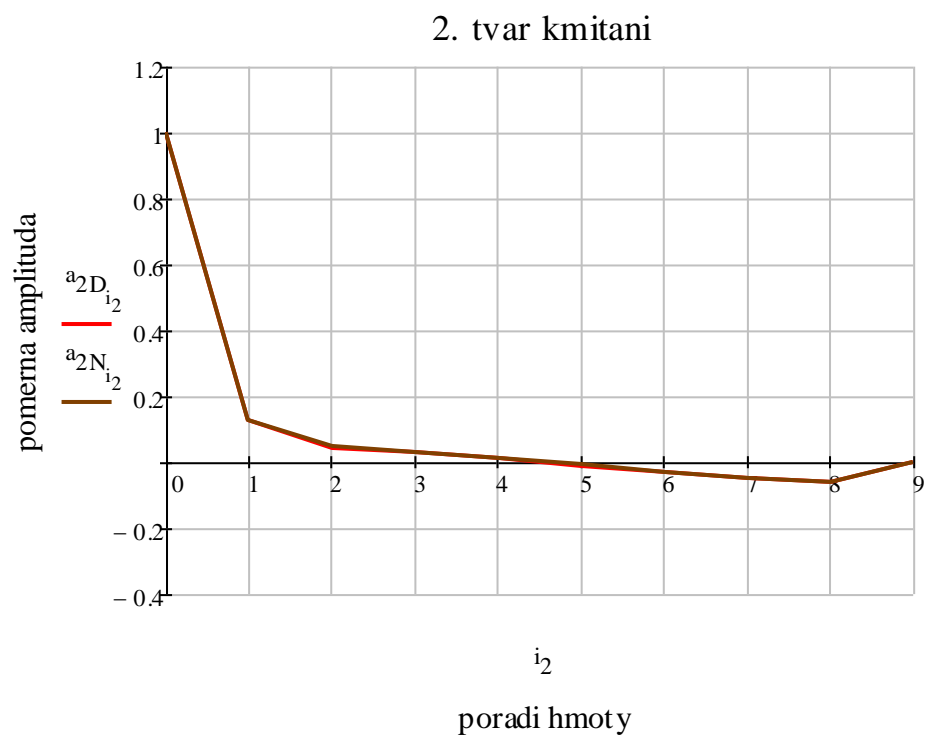
8.2.3 POROVNÁNÍ VLASTNÍCH TVARŮ SOUSTAV S DODANOU A NAVRŽENOU SPOJKOU

Na Obr. 54 je zobrazeno porovnání prvního tvaru kmitu pro soustavu s dodanou a navrženou spojkou. Z tohoto obrázku je patrné, že při použití spojky s nižší torzní tuhostí (zelená křivka) se zvětší torzní výchylky soustavy. Při tomto tvaru kmitá pohonná jednotka jako celek proti rotoru dynamometru a vibrační uzel se nachází přímo tam, kde je umístěna pružná spojka (mezi 8 a 9 hmotou). Proto tuhost této spojky při prvním tvaru kmitu ovlivní výchylky soustavy.



Obr. 54 Porovnání prvního tvaru kmitu pro dodanou a navrženou spojku

Z Obr. 55 je patrné, že při druhém tvaru kmitání jsou vlastní tvary soustavy téměř totožné. Je to způsobeno tím, že celá soustava torzně kmitá, přičemž klikový hřídel také torzně kmitá. Potom tuhost spojky je k ostatním tuhostem mezi jednotlivými zalomeními řádově 10x-100x nižší (v mém případě). Tuhost spojky tedy ovlivní jen minimálně tento příslušný tvar kmitání.



Obr. 55 Porovnání druhého tvaru kmitu pro dodanou a navrženou spojku

Modelováním této soustavy v multi-body systému, pro obě varianty pružných spojek, se ověří polohy nebezpečných rezonancí soustrojí.

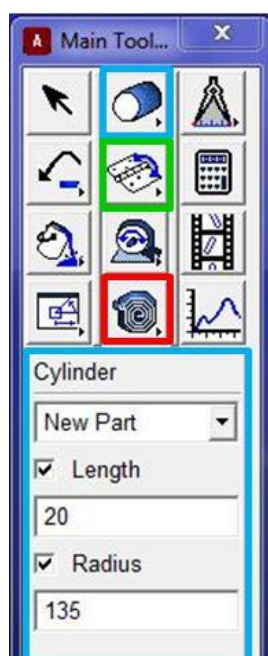


9 NÁVRH VÝPOČTOVÉHO MODELU NA ZÁKLADĚ 3D TĚLES

Kompletní výpočtový model je vytvořen v multi-body systému ADAMS View. Soustava je modelována pomocí tuhých těles, které jsou spojeny nehmotnými pružnými vazbami.

9.1 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU V MBS SYSTÉMU ADAMS VIEW

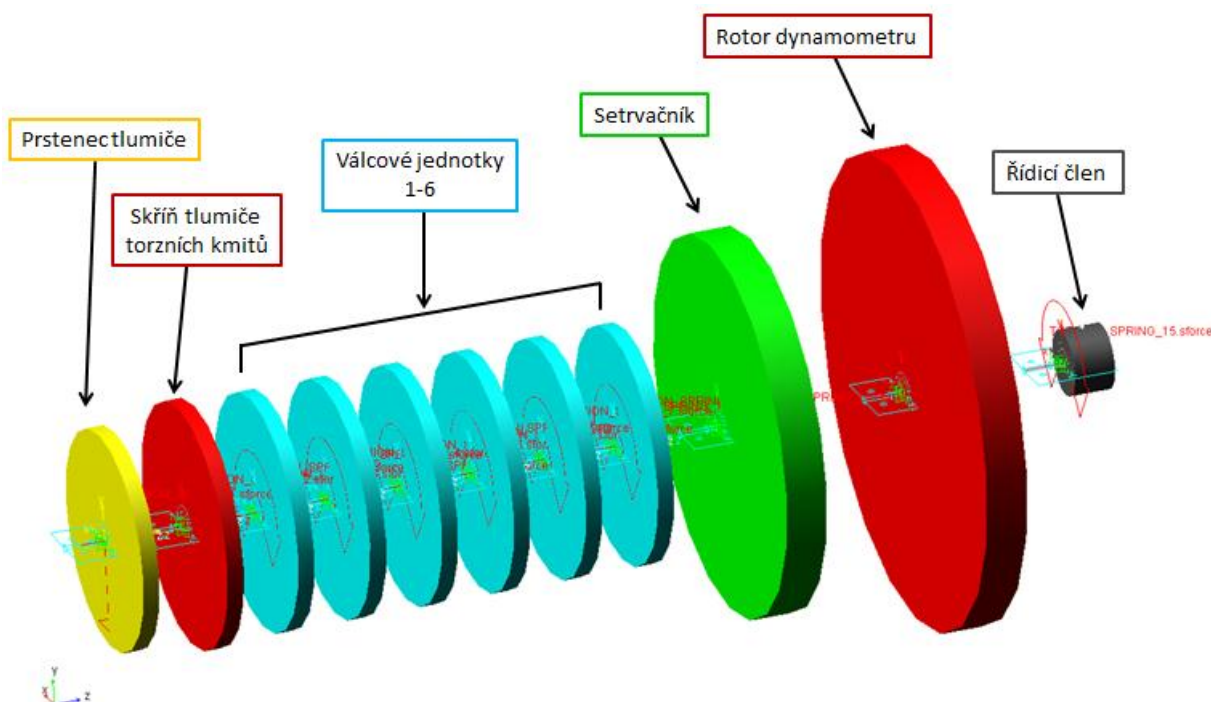
Prvním krokem při stavbě modelu bylo vytvoření pomocných bodů (*points*), které jsou pevně spojeny se zemí (*ground*). Tyto body byly vytvořeny z důvodu snazšího umísťování těles. Na takto připravené body jsem následně umístil válcová tělesa, charakterizující jednotlivé segmenty náhradního torzního modelu. Tělesa byla vytvořena pomocí nabídky-*tvorba válcového tělesa*, nacházejícího se na hlavním panelu nástrojů. Toto těleso je na Obr. 56 znázorněno modrým rámečkem. Při jeho tvorbě jsem mu přiřadil i potřebné rozměry, tedy průměr a výšku. Další parametry bylo možné nadefinovat v jeho vlastnostech. Jednalo se především o moment setrvačnosti v požadované ose, který byl zadáván v souladu s Tab. 2, pro jednotlivá válcová tělesa.



Obr. 56 Hlavní panel nástrojů-main toolbox

Dalším krokem bylo vložení rotačních vazeb mezi válcová tělesa a *ground* tak, aby se mohla otáčet v požadované ose. Panel vazeb má na Obr. 56 zelenou barvou. Dále jsem mezi takto připravená tělesa vložil torzní pružiny, které nahrazují tuhost mezi jednotlivými zalomeními. Tuhost a tlumení jednotlivých pružin, jsem volil v souladu s Tab. 2 a Tab. 3, tak aby odpovídaly jednotlivým úsekům navrženého výpočtového modelu (Tuhost a tlumení torzní pružiny lze modifikovat ve vlastnostech tohoto prvku). Jak jsem napsal dříve, pružná spojka je modelována také pomocí torzní pružiny. Její tuhost bude měněna podle Tab. 4 resp. Tab. 5 v závislosti na tom, pro jakou soustavu bude spuštěn výpočet. Tlumení spojky bude určeno později. Tlumení $b_{e1} \div b_{e6}$, charakterizující tlumení v ložiskách, je modelováno pomocí torzních pružin. Tato pružina je vždy vložena mezi každou válcovou jednotku a *ground* a je u ní pouze nadefinováno tlumení podle Tab. 2.

K této torzní soustavě pohonné jednotky a dynamometru, Obr. 57, jsem namodeloval řídicí člen, který bude sloužit pro aplikaci generátoru rotačního pohybu. Je uchycen obdobně jako ostatní členy, tedy rotační vazbou a torzní pružinou, která spojuje právě tento člen s rotorem dynamometru. Její tuhost je volena tak, aby nedošlo k výraznému ovlivnění dynamických vlastností modelu.



Obr. 57 Náhradní torzní soustava řadového šestiválcového motoru ve spojení s dynamometrem v programu ADAMS View

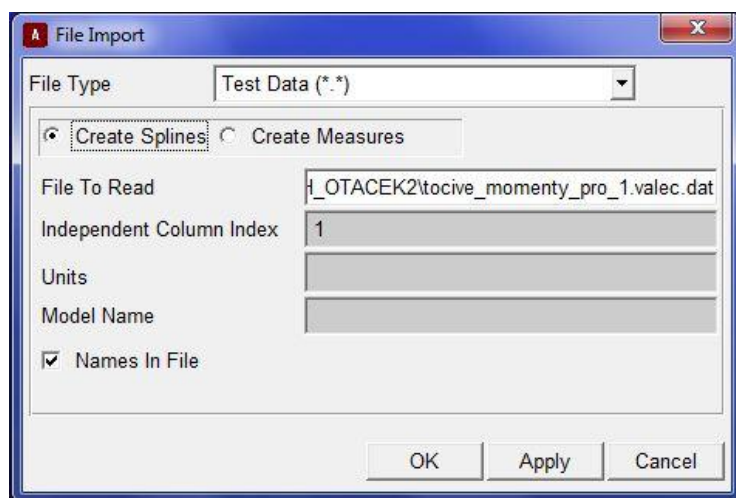
Aby bylo možné simulovat rozběh pohonné jednotky na dynamometru, je nutné plochu točivých momentů podle Obr. 43 rozšířit o hodnoty v rozmezí otáček 100 min^{-1} až 600 min^{-1} . Po konzultaci s vedoucím práce jsem přistoupil k tomu, že budu uvažovat stejný spalovací tlak v těchto rozšířených otáčkách, jako v otáčkách 600 min^{-1} . Jedná se opět o určité zjednodušení, které bude mít v této oblasti vliv na torzní výchylky soustavy, nikoliv však na vlastní frekvenci soustavy, která je dána momenty setrvačnosti a tuhostmi mezi jednotlivými kotouči náhradní torzní soustavy. Je nutné si uvědomit, že tímto způsobem bude možné postihnout polohu významných rezonancí při rozběhu pohonné jednotky na dynamometru a pomocí různých tuhostí pružných spojek ovlivnit polohu těchto rezonancí tak, aby se ty nejvýznamnější přesunuly pod provozní otáčky.

Pro otáčky 100 min^{-1} až 600 min^{-1} jsem provedl rozbor sil v klikovém mechanismu obdobným způsobem jako v předcházejícím případě a získal tak hodnoty točivých momentů v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele pro jeden cyklus čtyřdobého motoru.

Všechny hodnoty točivých momentů v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele, teď už pro otáčky 100 min^{-1} až 2000 min^{-1} , jsem zkopíroval do poznámkového bloku. V prvním sloupci byl úhel natočení klikového hřídele a v následujících sloupcích hodnoty točivých momentů pro otáčky postupně od 100 min^{-1} do 2000 min^{-1} . Tento soubor je nyní připraven

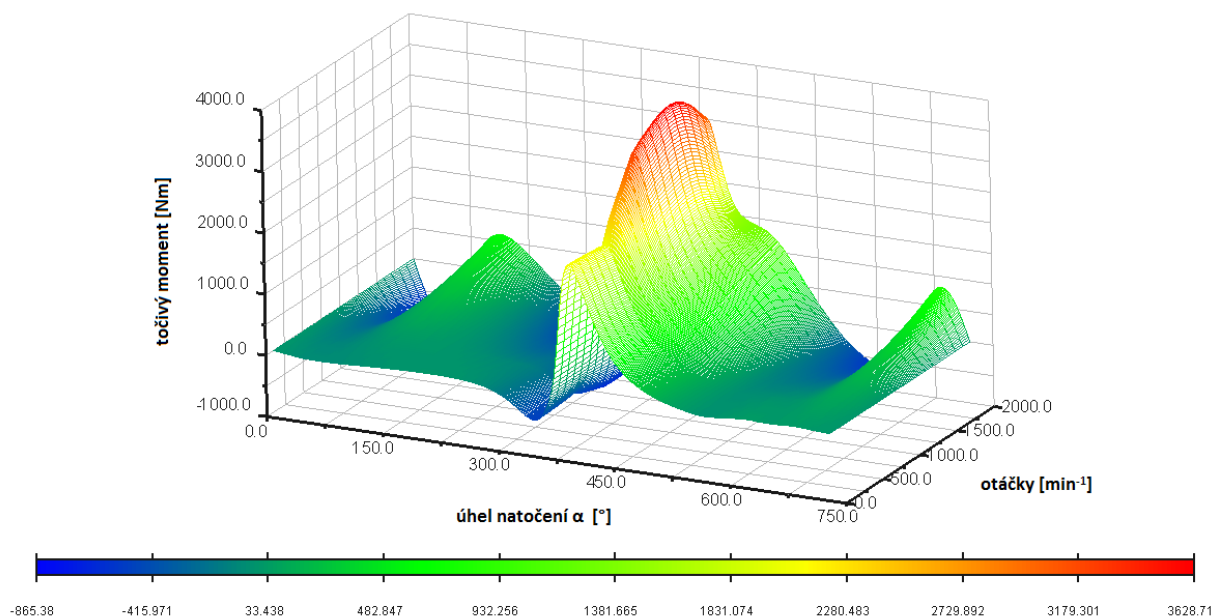


k importu do programu ADAMS, kde v jeho možnostech byla vybrána položka *create spline*, která z připravených dat vytvoří křivky. Tento krok zachycuje Obr. 58.



Obr. 58 Import dat

Rozšířená plocha točivých momentů v programu ADAMS je zobrazena na Obr. 59. Ta bude dále použita při zadávání momentu pomocí funkce kubické křivky na jednotlivá tělesa nahrazující válcové jednotky.



Obr. 59 Plocha točivých momentů v programu ADAMS View



9.2 ZATÍŽENÍ MODELU

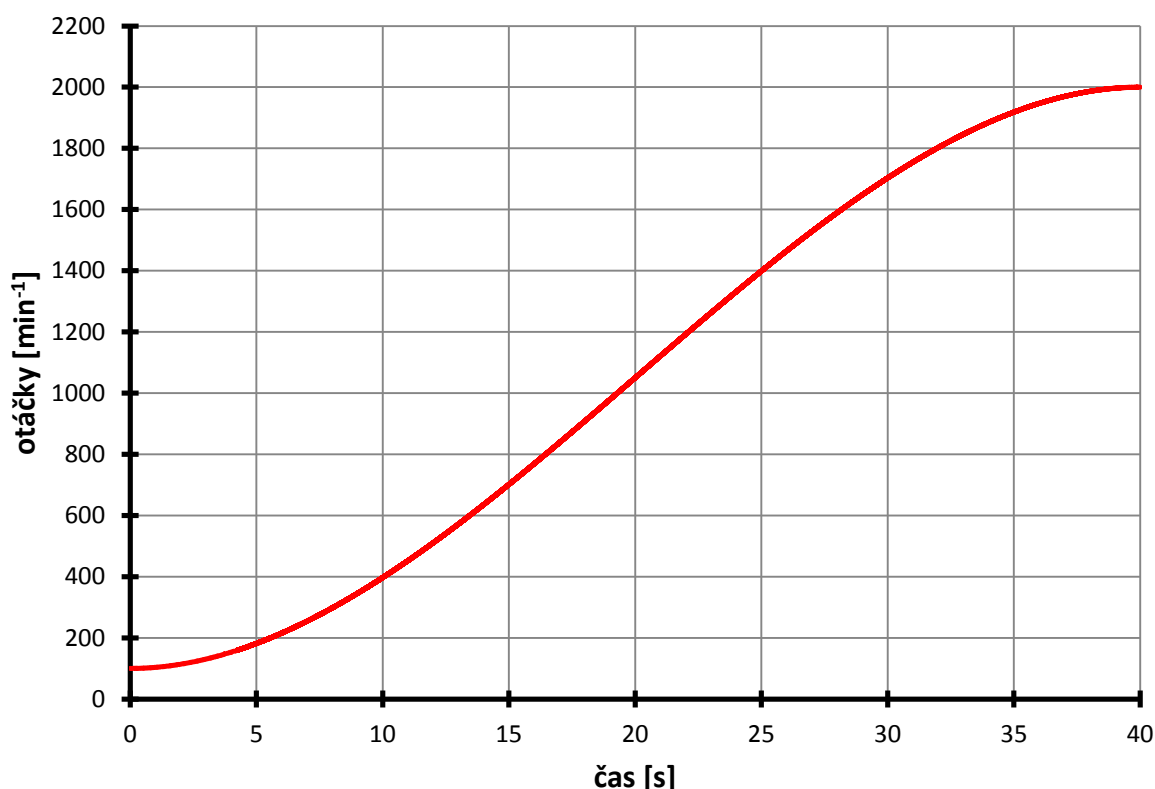
➤ Generátor rotačního pohybu



Na řídicí člen jsem aplikoval podmínku rovnoměrného zvyšování otáček v rozmezí 100 min^{-1} až 2000 min^{-1} během 40 sekund pomocí funkce STEP. Funkce pro tento případ je v prostředí ADAMS definována takto:

$$\text{STEP}(\text{time}, 0, ((100/60) \cdot (2 \cdot \pi)), 40, ((2000/60) \cdot (2 \cdot \pi))) \quad (66)$$

Průběh této funkce vystihuje Obr. 60.



Obr. 60 Průběh rozběhu pohonné jednotky na dynamometru

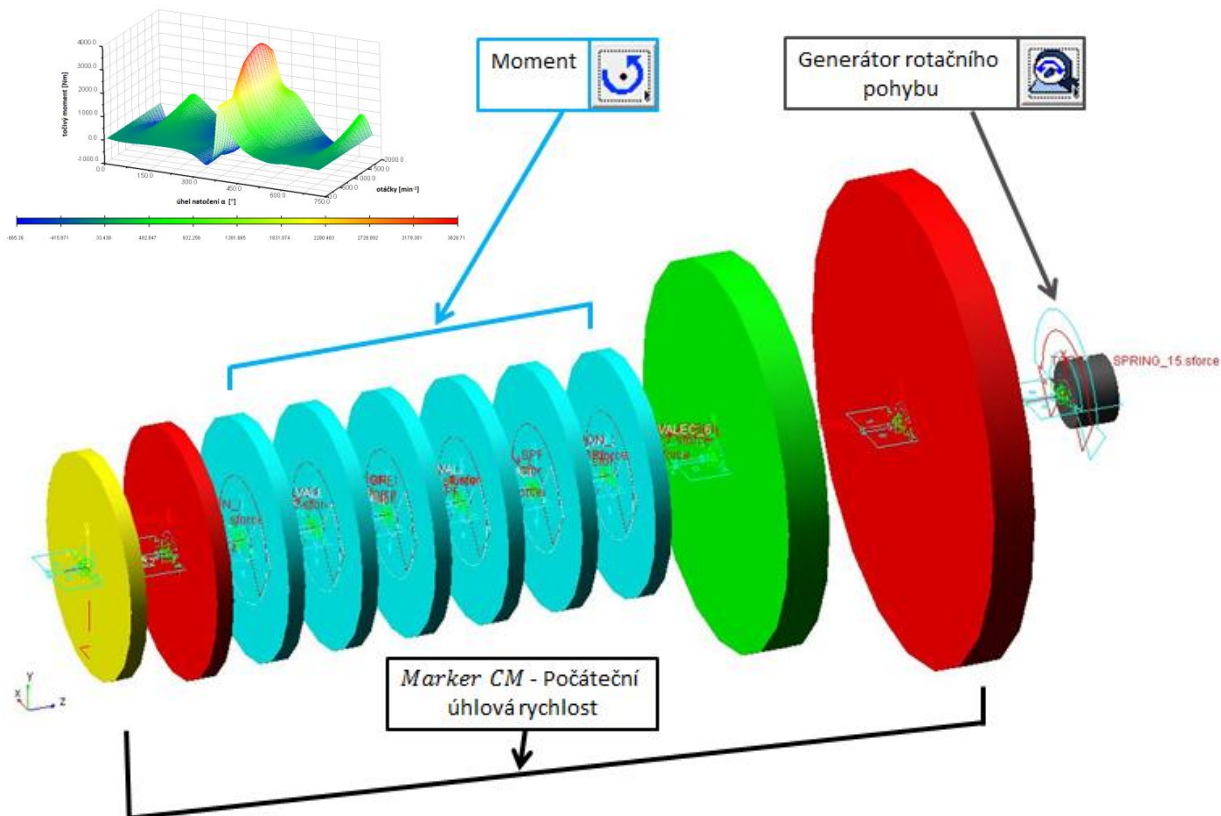
➤ Moment



Moment jsem aplikoval na kotouče, které nahrazují jednotlivé válcové jednotky, pomocí funkce kubické křivky. Podle první proměnné v této funkci se určuje úhel natočení od 0° do 720° . Z druhé proměnné se určují otáčky. Obě tyto veličiny se mění podle plochy točivých momentů, viz Obr. 59. Markery na jednotlivých tělesech jsou vhodně zvoleny. Pro první válcovou jednotku je funkce kubické křivky v prostředí ADAMS definována takto:

$$\begin{aligned} & -\text{CUBSPL}(\text{MOD}(\text{AZ}(\text{MARKER}_3) \cdot 180/\pi, 720), \\ & \text{WZ}(\text{MARKER}_{83}, \text{MARKER}_{72}, \text{MARKER}_{72})/(2 \cdot (\pi)) \cdot 60, \text{SPLINE}_1) \cdot 1000 \end{aligned} \quad (67)$$

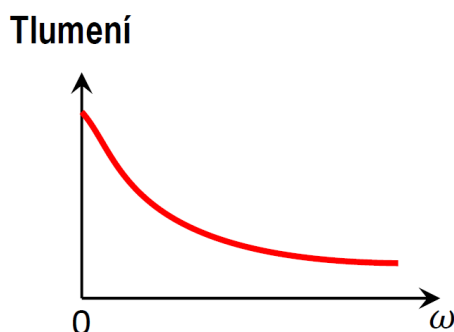
Vztahy pro zbývající válcové jednotky jsou upraveny tak, aby odpovídaly pořadí zapalování. V poslední řadě jsem aplikoval počáteční úhlovou rychlost do *markerů CM* (souřadný systém v těžišti tělesa) na kotouče nahrazující pohonnou jednotku včetně dynamometru. Aplikaci okrajových podmínek na zmíněná tělesa zachycuje Obr. 61.



Obr. 61 Aplikace zatížení na vybraná tělesa náhradní torzní soustavy v programu ADAMS View

9.3 TLUMENÍ PRUŽNÉ SPOJKY

Problémem zadávání tlumení v časové doméně je fakt, že tlumení je funkcí frekvence, Obr. 62. V časové doméně nelze tedy využít tlumení jako funkce frekvence. [23]



Obr. 62 Závislost tlumení na frekvenci [23]

Podle rovnice (41) je tlumení pružné spojky definováno takto:

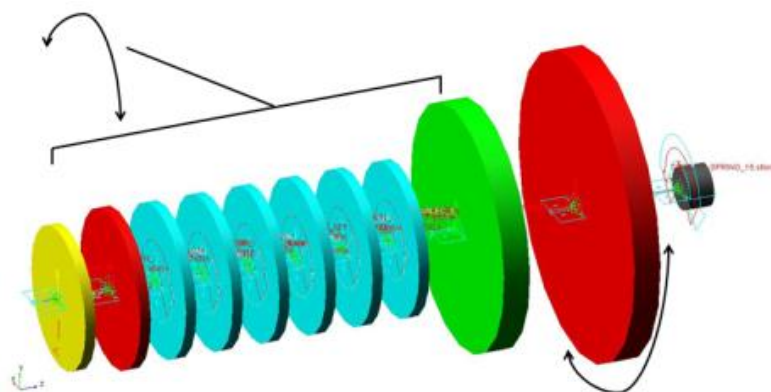
$$b_s = \frac{C_{Tdyn} \cdot \psi}{2\pi \cdot \kappa \cdot \omega} [Nms/rad]$$

Zjednodušující případ v časové doméně je, že určíme nejvýznamnější frekvenci, kterou chceme utlumit spojkou. Pro tento účel provedu modální analýzu v programu ADAMS, kterou zjistím vlastní frekvence soustavy. V Tab. 10 je uvedeno porovnání torzních netlumených vlastních frekvencí z programu ADAMS a vypočtených pomocí vlastních čísel pro obě varianty spojek. Z tabulky je patrné, že rozdíl je menší než 1%. Lze tedy předpokládat, že vlastní frekvence soustavy jsou stanoveny správně. V programu ADAMS přibyla ještě jedna velmi nízká vlastní frekvence, která není v tabulce. Je to proto, že byl namodelován řídicí člen (další hmota). Hodnota této frekvence se pohybovala v rozmezí 2 – 4 Hz. Tuto frekvenci lze zanedbat, protože nemá podstatný vliv na konečné výsledky.

Tab. 10 Porovnání netlumených vlastních frekvencí ADAMS - vypočtené pomocí vlastních čísel

Mód číslo	Dodaná spojka			Navržená spojka		
	Frekvence ADAMS [Hz]	Frekvence vlastní čísla [Hz]	rozdíl [%]	Frekvence ADAMS [Hz]	Frekvence vlastní čísla [Hz]	rozdíl [%]
1	34,3	34,3	0	23,5	23,4	0,43
2	114,8	114,8	0	114,6	114,6	0
3	208,3	208,3	0	208	208	0
4	408,1	408,1	0	408,1	408,1	0
5	658	657,9	0,02	658	657,9	0,02
6	1005,2	1005,2	0	1005,2	1005,2	0
7	1304,4	1304,4	0	1304,4	1304,4	0
8	1505,7	1505,6	0,01	1505,7	1505,6	0,01
9	1596,7	1596,3	0,03	1596,7	1596,3	0,03

Z těchto frekvencí je nejvýznamnější první vlastní frekvence 34,3 Hz (pro dodanou spojkou), respektive 23,4 Hz (pro navrženou spojkou). Je to frekvence systému motor-dynamometr, při níž kmitá pohonná jednotka jako celek proti rotoru dynamometru, viz Obr. 63. Tuto frekvenci je nutné utlumit pružnou spojkou. Do vztahu (41) tedy dosadím za frekvenci kmitání ω právě tuto zjištěnou 1. vlastní frekvenci soustavy (tu je nutno vynásobit 2π , protože ve vztahu je úhlová frekvence kmitání). Tlumení spojky bude tedy nejúčinněji fungovat na této frekvenci.

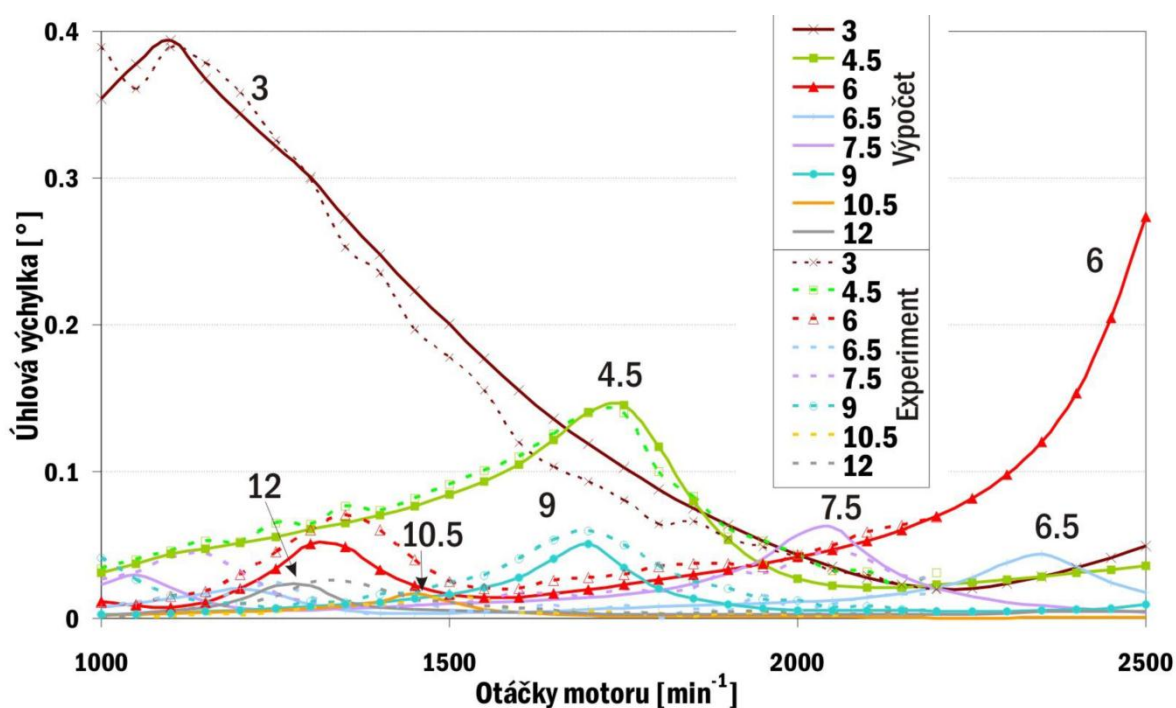


Obr. 63 Kmitání pohonné jednotky jako celku proti rotoru dynamometru



Ve vztahu (41) je poslední neznámou řád harmonické složky κ , který je potřeba utlumit pružnou spojkou. Parametry pružné spojky, tedy C_{Tdyn} a ψ , byly pro obě spojky určeny v kapitole 7.

Na Obr. 64 je znázorněno torzní spektrum obdobného řadového šestiválcového motoru s tlumičem torzních kmitů. Právě nejvýznamněji se v nižších otáčkách projevu harmonická složka řádu $\kappa = 3$, která určuje nerovnoměrnost chodu motoru a způsobuje kmitání celého motoru jako celku. Mohu tedy s velkou jistotou předpokládat, že u zadaného motoru TEDOM bude torzní spektrum vypadat obdobně, s tím rozdílem, že poloha jednotlivých harmonických složek vzhledem k otáčkám bude jiná. Ale harmonická složka řádu $\kappa = 3$ se bude i u tohoto motoru v nízkých otáčkách nejvýznamněji projevovat. Proto nejvýznamnější řád harmonické složky, který je třeba utlumit pružnou spojkou, je $\kappa = 3$.



Obr. 64 Torzní spektrum šestiválcového vznětového motoru [5]

Po vytvoření modelů na nastavení všech potřebných parametrů následoval přesun do panelu simulace. Před tím jsem ještě definoval na modelu tzv. „requests“, které po skončení simulace pouze vyberu v ADAMSU Postprocesor a ten vykreslí požadované závislosti.

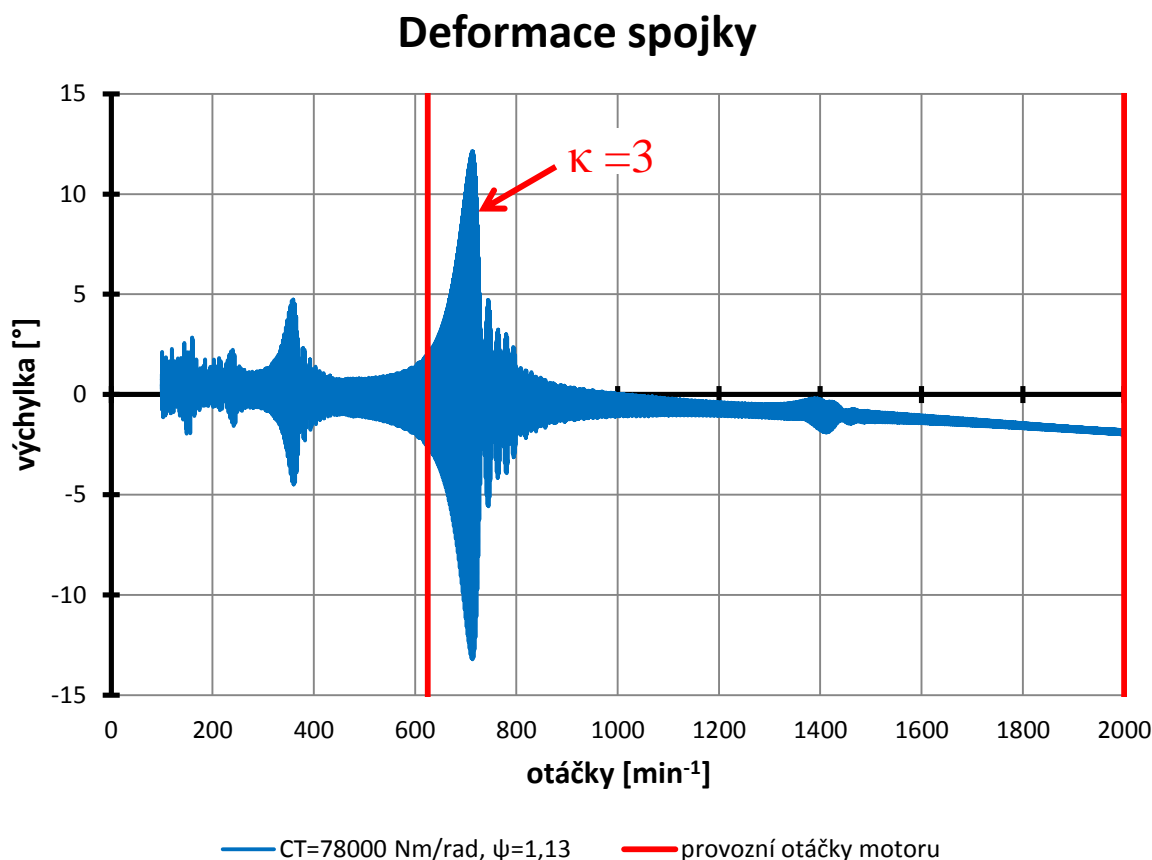


10 VÝSLEDKY SIMULACÍ V MBS SYSTÉMU

Všechna potřebná data získaná simulací v MBS systému jsem z Postprocesoru ADAMSU exportoval ve formátu s příponou „.tab“. Do programu Microsoft Excel jsem načel tyto soubory a vytvořil požadované závislosti. Tento program jsem použil z důvodu snazšího vytváření popisků grafů.

10.1 VÝSLEDKY SIMULACÍ PRO SOUSTAVU SE SPOJKOU DODANOU VEDOUČÍM PRÁCE

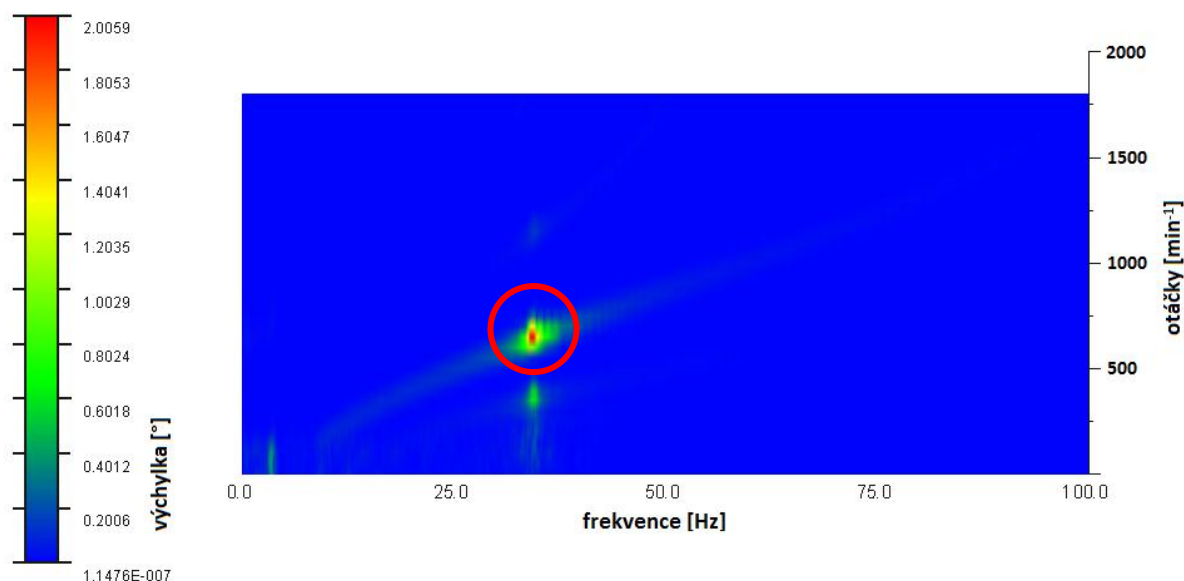
Na Obr. 65 je zobrazena torzní výchylka spojky v závislosti na otáčkách, která byla měřena mezi motorem a dynamometrem. Na této závislosti je dobře vidět poloha všech rezonancí, kterými projde soustrojí při rozběhu, zvláště pak rezonance té nejvýznamnější harmonické složky $\kappa = 3$ (viz popis v grafu), která byla v této práci sledována. Jak jsem napsal už dříve, při první vlastní frekvenci systému motor-dynamometr se tato rezonance projevuje nejvýznamněji. Poloha této rezonance vzhledem k otáčkám odpovídá s nepatrnou odchylkou hodnotě uvedené v Tab. 7. Je tedy zřejmá poměrně přesná shoda tohoto výpočtového modelu s modelem uvedeným v kapitole 8. Maximální výchylka spojky v rezonanci ($\kappa = 3$) je 12° v kladné části a -13° v záporné části. Vzhledem k tomu, že se tato rezonance nachází těsně nad volnoběžnými otáčkami motoru, mohlo by při delším setrvání na těchto otáčkách dojít k nadměrnému rozkmitání soustavy. Tato spojka se svojí torzní tuhostí se jeví jako nevhodná pro vyšetřovanou torzní soustavu.



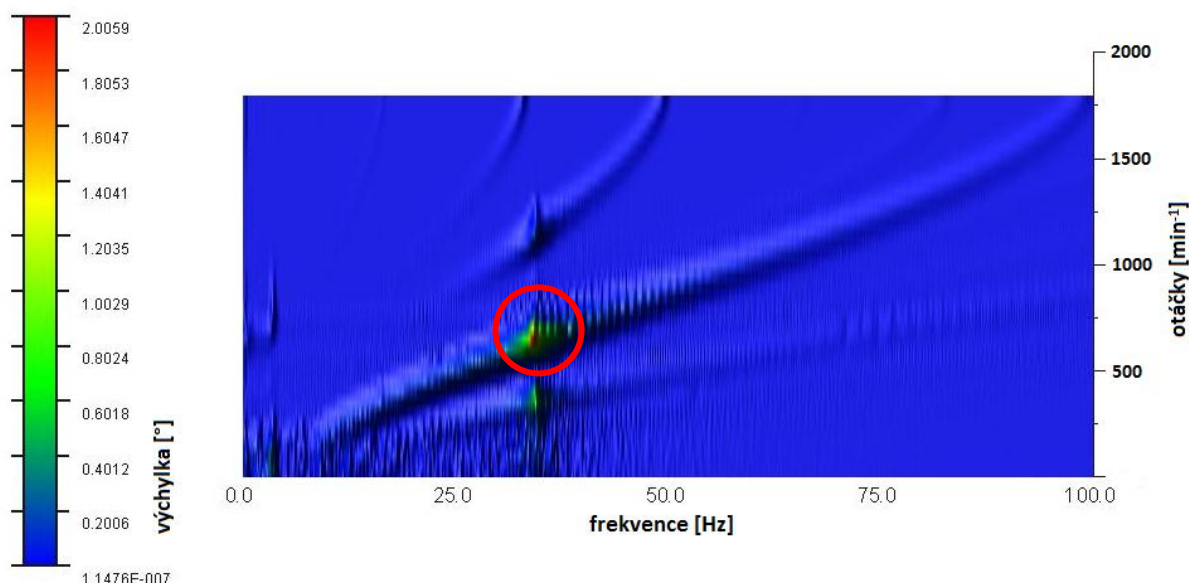
Obr. 65 Deformace spojky (dodaná) mezi motorem a dynamometrem



Na Obr. 66 a Obr. 67 jsou zobrazeny dva stejné Campbellovy diagramy, které jsou vytvořeny z časového záznamu deformace spojky mezi motorem a dynamometrem. Tyto diagramy lze vytvořit přímo v postprocesoru ADAMSU pomocí nabídky FFT (Fast Fourier Transform). Doplnění o frekvenční osu se provede automaticky. V Campbellově diagramu je tedy znázorněna poloha kritických otáček ve vztahu k vlastním frekvencím soustavy. V diagramu na Obr. 67 jsou lépe vidět jednotlivé harmonické řady sledovaných výchylek. Z obou diagramů je patrné, že nejvýznamněji se zde projevuje třetí řád harmonické složky výchylky při otáčkách 700 min^{-1} (viz zvýrazněné oblasti), což je i dobře vidět v předchozím grafu.



Obr. 66 Campbellův diagram pro deformaci spojky mezi motorem a dynamometrem



Obr. 67 Campbellův diagram pro deformaci spojky mezi motorem a dynamometrem (stínovaný)

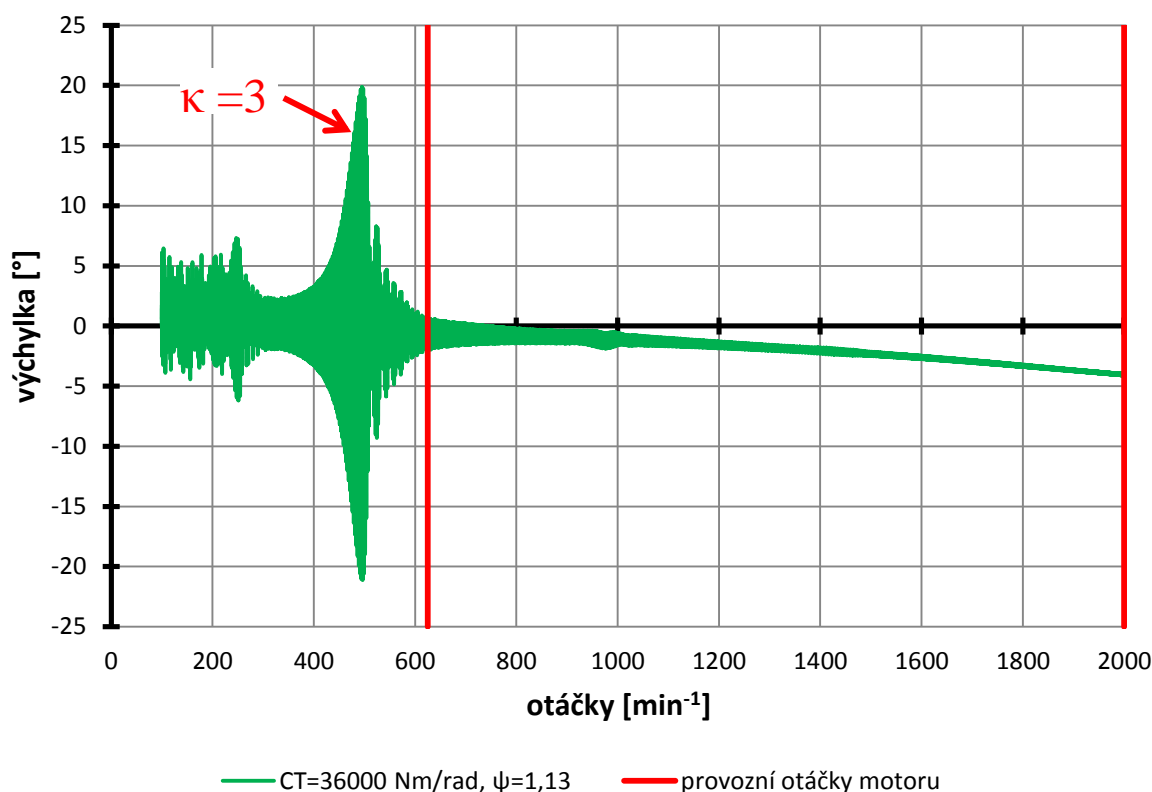


10.2 VÝSLEDKY SIMULACÍ PRO SOUSTAVU S NAVRŽENOU SPOJKOU

Na Obr. 68, je jako v předešlém případě, zobrazena torzní výchylka spojky v závislosti na otáčkách, která byla opět měřena mezi motorem a dynamometrem. Je zde dobře vidět poloha rezonancí, kterými projde soustrojí při rozběhu. Z grafu je patrné, že rezonance řádu $\kappa = 3$ (viz popisek v grafu) se nachází pod provozními otáčkami. Poloha této rezonance také odpovídá s nepatrnou odchylkou hodnotě uvedené v Tab. 9.

Maximální výchylka spojky, v rezonanci řádu $\kappa = 3$, je 20° v kladné části a -21° v záporné části. Tato rezonance leží v intervalu otáček 100 min^{-1} až 600 min^{-1} . Zde byl uvažován zjednodušující předpoklad, a sice takový, že jsem předpokládal stejný spalovací tlak v tomto intervalu jako v otáčkách 600 min^{-1} . Proto výchylku spojky nelze v této oblasti objektivně vyhodnocovat. U této soustavy je nutné počítat s tím, že při rozběhu a doběhu bude přejížděna rezonance řádu $\kappa = 3$. Ale vzhledem k tomu, že se nachází pod provozními otáčkami, bude tato rezonance při startu soustrojí rychle překonána a dojde pouze k mírnému zakmitání celé soustavy, než motor přejde do volnoběžných otáček. V provozních otáčkách se již nevyskytuje žádná významná rezonance. Tato spojka je tedy vhodná pro zadanou torzní soustavu. Z této závislosti je také patrné, že při použití spojky s nižší torzní tuhostí dojde ke zvýšení torzních výchylek.

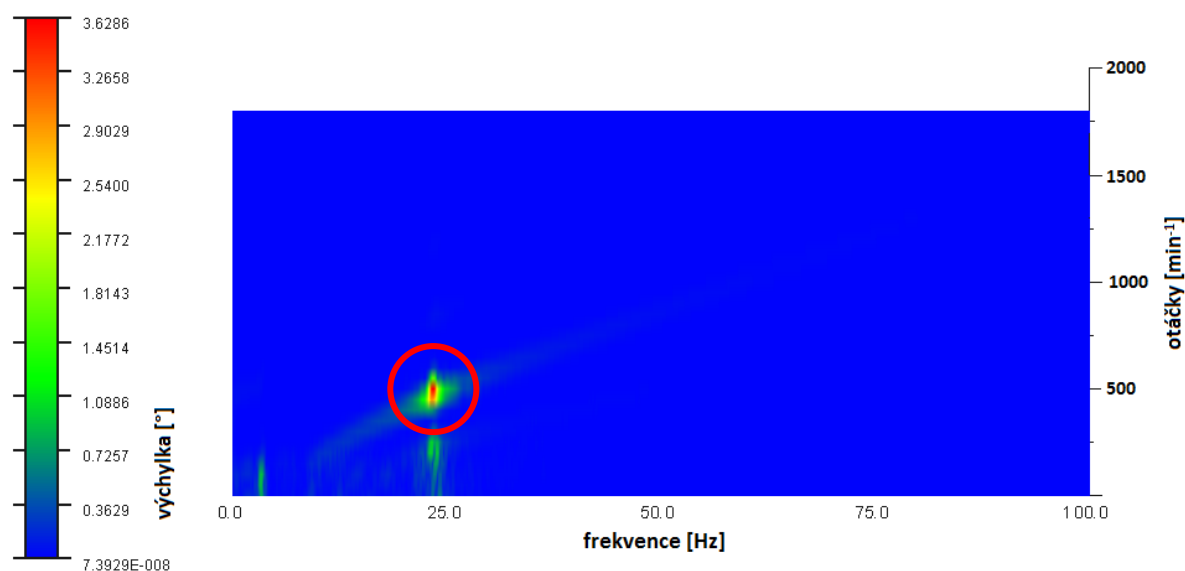
Deformace spojky



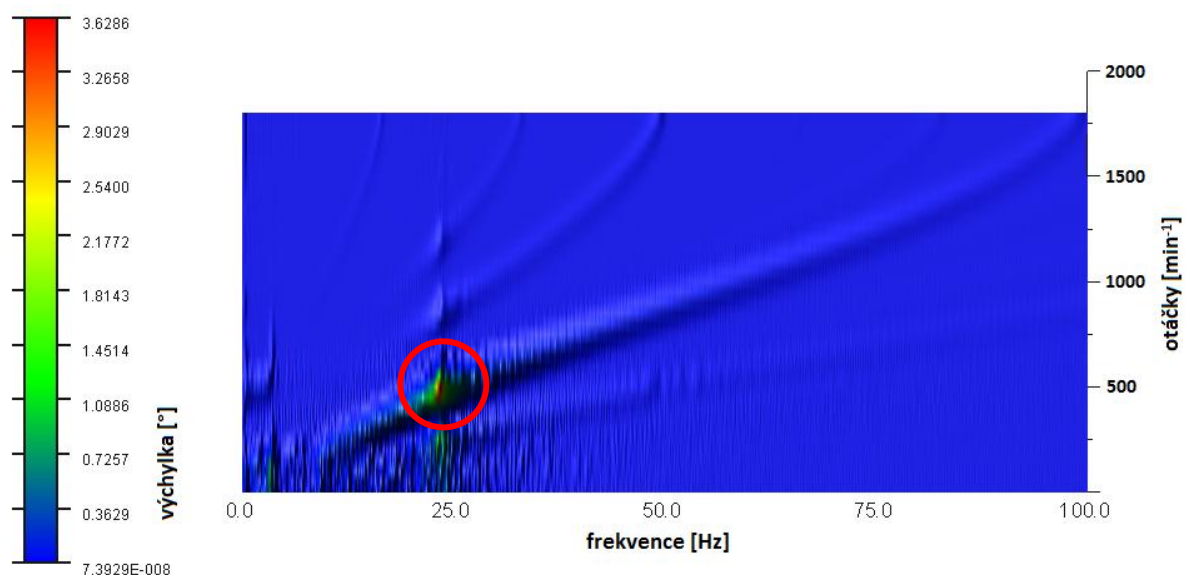
Obr. 68 Deformace spojky (navržená) mezi motorem a dynamometrem



Na Obr. 69 a Obr. 70 jsou opět uvedeny dva stejné Campbellovy diagramy, které jsou vytvořeny z časového záznamu deformace spojky mezi motorem a dynamometrem. V diagramu na Obr. 70 jsou lépe vidět jednotlivé harmonické řady sledovaných výchylek. Z obou diagramů je patrné, že při použití spojky s nižší tuhostí, došlo ke snížení polohy kritických otáček třetího řádu harmonické složky výchylky (viz zvýrazněné oblasti) na hodnotu 490 min^{-1} .



Obr. 69 Campbellův diagram pro deformaci spojky mezi motorem a dynamometrem

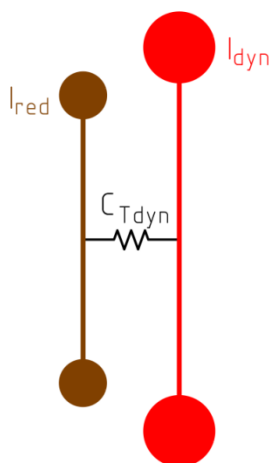


Obr. 70 Campbellův diagram pro deformaci spojky mezi motorem a dynamometrem (stínovaný)



11 PROGRAM NA VÝPOČET VLASTNÍCH FREKVENCÍ

V poslední části práce jsem vytvořil jednoduchý program na výpočet vlastních frekvencí soustavy v programu Microsoft Excel. Navržená soustava, viz Obr. 71, se skládá ze dvou hmotných kotoučů spojených nehmotnou pružnou vazbou (spojkou).



Obr. 71 Redukovaná torzní soustava

Tato soustava odpovídá tomu, že při prvním tvaru kmitu kmitá pohonná jednotka jako celek proti rotoru dynamometru. Lze tedy všechny náhradní kotouče příslušející motoru zredukovat do jednoho kotouče s označením I_{red} , který se pro zadanou pohonnou jednotku určí podle vztahu:

$$I_{red} = I_0 + I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6 + I_7 + I_8 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]} \quad (68)$$

Obecná rovnice pro určení momentu setrvačnosti motoru je:

$$I_{red} = I_{zal} + m_2 \cdot r^2 + m_p \left(\frac{1}{2} + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot r^2 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]} \quad (69)$$

I_{zal}	[kg · m ²]	- moment setrvačnosti zalomení
m_2	[kg]	- hmotnost rotačních hmot ojnice
r	[m]	- poloměr klikového hřídele
m_p	[kg]	- hmotnost pístní skupiny a posuvných hmot ojnice
λ	[–]	- klikový poměr

Tento vztah platí pro všechny hmoty příslušející jednomu zalomení motoru.

Další prvky modelu jsou:

I_{dyn}	[kg · m ²]	- moment setrvačnosti dynamometru
C_{Tdyn}	[Nm/rad]	- dynamická torzní tuhost pružné spojky

**Vstupy do programu:**

- Počet válců motoru \Rightarrow hlavní řád harmonické složky je roven polovičnímu počtu válců
- Otáčky motoru
- Moment setrvačnosti klikového ústrojí
- Moment setrvačnosti rotoru dynamometru
- dynamická torzní tuhost pružné spojky

Výstupy z programu:

Výstupem z programu je tedy stav, kdy budicí frekvence se rovná frekvenci vlastní – rezonance, viz Obr. 72. Změnou tuhosti spojky můžeme přesunout rezonanci tak, jestli chceme provozovat soustrojí nad nebo pod rezonancí.

Vstupy:		
Počet válců motoru	$i_v [-]$	6
Otáčky motoru	$n [\text{min}^{-1}]$	690
Řád harmonické složky způsobující nerovnoměrnost chodu	$k_h [-]$	3
Moment setrvačnosti klikového ústrojí	$I_{\text{red}} [\text{kgm}^2]$	2,694
Moment setrvačnosti rotoru dynamometru	$I_{\text{dyn}} [\text{kgm}^2]$	4,33
Dynamická torzní tuhost pružné spojky	$C_{\text{Tdyn}} [\text{Nm/rad}]$	78000
Výstupy:		
Vlastní úhlová frekvence	$\Omega [\text{rad/s}]$	216,72
Vlastní frekvence	$N [\text{Hz}]$	34,49
budicí frekvence	$n [\text{Hz}]$	34,5

Obr. 72 Program na výpočet vlastních frekvencí



ZÁVĚR

Z provedených simulací je patrné, že nejvhodněji se pro zadanou torzní soustavu hodí navržená spojka. Tato spojka, s torzní tuhostí $C_{Tdyn} = 36000 \text{ Nm/rad}$, ovlivnila příznivě torzní spektrum tak, že se rezonance řádu $\kappa = 3$ přesunula pod provozní otáčky. V provozních otáčkách se už nevyskytovala žádná významná rezonance. Je nutné ale počítat s tím, že při rozběhu a doběhu bude tato rezonance přejížděna.

Problém, proč dochází k nadměrnému kmitání soustav, byl analyzován u soustavy s dodanou spojkou. U této soustavy se nacházela rezonance řádu $\kappa = 3$ v provozních otáčkách. Mohlo by tedy dojít k rozkmitání celé soustavy. Z toho plyne, že tuhost spojky $C_{Tdyn} = 78000 \text{ Nm/rad}$ byla pro zadanou torzní soustavu příliš vysoká.

V praxi se často vyskytuje nadměrné kmitání soustav s pístovými stroji. Proto je vhodné zabývat se návrhem pružných spojek pro spojení, ať už pohonné jednotky a dynamometru nebo např. motor-generátoru, ve fázi projektu nového soustrojí nebo při změnách na soustrojích stávajících. Nepatrná změna dynamických vlastností soustavy může způsobit, že se významná rezonance dostane do pásma provozních otáček.

Nejdůležitějším zjištěním v této práci je fakt, že tuhost spojky je nutno volit podle polohy rezonance soustrojí. Proto byl v poslední kapitole vytvořen jednoduchý program na výpočet vlastních frekvencí soustavy. Při návrhu spojky máme dvě možnosti: Můžeme zvolit spojku s vyšší torzní tuhostí a soustrojí provozovat pod rezonancí, nebo zvolit spojku s nižší torzní tuhostí a soustrojí provozovat nad rezonancí. U této varianty je nutné počítat s tím, že při rozběhu a doběhu soustrojí budou tyto rezonance přejížděny.

Praxe ukazuje, že u takových soustrojí, jaké bylo řešeno v této práci, je nutné volit měkkí spojku. Spojka by měla být tak měkká, aby soustrojí běželo nad rezonancí. Neměli bychom volit spojku příliš měkkou, než je nezbytně nutné, protože by nebyla schopna přenášet takové dynamické zatížení. Hodně měkká spojka se velmi deformuje a dochází k jejímu velkému zahřívání, což vede ke ztrátě vlastností pružného elementu.

Dalším krokem, který nebyl v této práci řešen, by byla právě kontrola spojky na oteplení. Tu je vhodné provést u navržené spojky vždy.

Vyšší úrovní výpočtového modelu by bylo sestavení virtuálního modelu pohonné jednotky se zahrnutím konečno-prvkových pružných těles. Takové modelování je však velmi časově náročné a překračovalo by svým rozsahem rámec této práce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé, 1. díl*. Státní nakladatelství technické literatury, n. p., 2. vyd. Praha, 1962. L13-B3-IV-41/2490.
- [2] ZOUL, CHALOUPKA, MILÁČEK, HOLÝ, SVOBODA. *Torzní vibrace v pohonech a způsob jejich snižování*. Dům techniky ČSVTS Praha, 1984.
- [3] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1991. ISBN 80-214-0368-3.
- [4] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. *Pevnost a životnost*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1993. ISBN 80-214-0474-4.
- [5] NOVOTNÝ, P. *Klikový mechanismus - část I - kmitání*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2013. Podklady k předmětu Výpočtové modely.
- [6] PÍŠTĚK, V., NOVOTNÝ, P. *Multibody analýza ve vývoji pohonné jednotky*.
- [7] SLAVÍK, J. *Počítačové metody mechaniky*. Brno 2001.[online]. [cit. 2014-01-12]. Dostupné z:
<<http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/slavik/POCME.HTML>>
- [8] NOVOTNÝ, P. *Pružná tělesa v Multi - body systémech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2012. Podklady k předmětu Výpočtové modely.
- [9] NOVOTNÝ, P. *Simulace dynamiky hnacího ústrojí - centrální modul virtuálního motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2004. 107 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [10] SVÍDA, D. *Snižování vibrací a akustických emisí pohonných jednotek aplikací virtuálního motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 95 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [11] ANSYS User's Manual, Release 14.0, Help System, ANSYS Inc.
- [12] MSC software. MSC. ADAMS/Solver C++ User's manual 2013
- [13] KUCHAR, P. *Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů*. Praha: Česká zemědělská univerzita v Praze, 2007. 123 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Jaroslav Matějka CSc.
- [14] ZUBÍK, M. *Řešení vibrací pohonné jednotky s využitím výpočtového modelování*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 84 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [15] BOLEK, A., KREJČÍ, V. a kolektiv. *Hřídelové spojky*. Státní nakladatelství technické literatury, 1. vyd., Praha, 1967.



- [16] TVRDÝ, L. *Experimentální stanovování provozních parametrů pružných hřídelových spojek*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2007. 87 s. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.
- [17] Kotoučové spojky Periflex [online]. [cit. 2014-04-12]. Dostupné z: <http://www.stromag.cz/cs/f/stromag_cs/p/Pru%C5%BE%C3%A9%20spojky/Kotou%C4%8Dov%C3%A9%20spojky%20Periflex.pdf>
- [18] *Motory TEDOM, vozidlové motory - CNG* [online]. [cit. 2014-04-21]. Dostupné z: <<http://cz.tedomengines.com/zemni-plyn.html>>
- [19] KOVAŘÍK, L., FERENČEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, 1. vyd., Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [20] BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů 2. svazek*. 5.vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1990.
- [21] NOVOTNÝ, P. *TEDOM*. Brno, podklady od vedoucího práce.
- [22] VULKAN COUPLINGS, [online]. [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.vulkan.com/fileadmin/product_db/assets/technical_data_vulastikl_072013.pdf>
- [23] NOVOTNÝ, P. *Tlumiče*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2012. Podklady k předmětu Výpočtové modely.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

CAD		Computer aided design
DOF		Degree of freedom (stupeň volnosti)
MBS		Multi body systém
MKP		Metoda konečných prvků
MNF		Modal neutral file
A	[J]	energie
a	[ms ⁻²]	zrychlení pístní skupiny
A _a	[J]	energie akumulovaná
A _D	[J]	energie pohlcená tlumením
A _{el}	[J]	energie akumulovaná
a _i	[-]	poměrná amplituda
A _t	[J]	energie pohlcená tlumením
b _{ei}	[Nms/rad]	vnější tlumení i-té části
b _{ii}	[Nms/rad]	vnitřní tlumení i-té části
b _s	[Nms/rad]	tlumení spojky
C _{stat}	[Nm/rad]	statická torzní tuhost spojky
C _{Tdyn}	[Nm/rad]	dynamická torzní tuhost spojky
D	[m]	vnější průměr hřídele
d	[m]	vnitřní průměr hřídele
D	[mm]	vrtání válce
D _{red}	[m]	redukovaný průměr hřídele
dφ/dt	[s ⁻¹]	rychlost relativního natočení obou částí spojky
F _{cp}	[N]	celková síla v ose válce
F _{cs}	[N]	výsledná setrvačná síla
F _o	[N]	síla v ose ojnice
F _{oc}	[N]	celková síla na ojničném čepu
F _{od}	[N]	setrvačná síla rotačních hmot
F _p	[N]	síla na píst od tlaku plynů
F _r	[N]	radiální síla na klikovém čepu
F _{rc}	[N]	celková radiální síla na klikovém čepu
F _{s1}	[N]	setrvačná síla prvního řádu



F_{s2}	[N]	setrvačná síla druhého řádu
F_t	[N]	tečná síla na klikovém čepu
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
I''	[kgm ²]	moment setrvačnosti náhradní soustavy
I_0	[kgm ²]	moment setrvačnosti prstence tlumiče
I_1	[kgm ²]	moment setrvačnosti skříně tlumiče torzních kmitů
I_1'	[kgm ²]	moment setrvačnosti náhradní soustavy
I_2	[kgm ²]	moment setrvačnosti válcové jednotky 1
I_2'	[kgm ²]	moment setrvačnosti náhradní soustavy
I_3	[kgm ²]	moment setrvačnosti válcové jednotky 2
I_4	[kgm ²]	moment setrvačnosti válcové jednotky 3
I_5	[kgm ²]	moment setrvačnosti válcové jednotky 4
I_6	[kgm ²]	moment setrvačnosti válcové jednotky 5
I_7	[kgm ²]	moment setrvačnosti válcové jednotky 6
I_8	[kgm ²]	moment setrvačnosti setrvačníku
I_9	[kgm ²]	moment setrvačnosti rotoru dynamometru
I_p	[m ⁴]	polární moment setrvačnosti hřídele v krutu
$I_{p, \text{red}}$	[m ⁴]	redukovaný polární moment setrvačnosti hřídele v krutu
I_{pos}	[kgm ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot
I_{rot}	[kgm ²]	moment setrvačnosti rotujících hmot
I_{zal}	[kgm ²]	moment setrvačnosti zalomení
k	[Nm/rad]	torzní tuhost
K	[Nms]	součinitel tlumení spojky
k'	[Nm/rad]	torzní tuhost náhradní soustavy
k_1''	[Nm/rad]	torzní tuhost náhradní soustavy
k_2''	[Nm/rad]	torzní tuhost náhradní soustavy
k_i	[Nm/rad]	torzní tuhost i-té části
l	[m]	délka hřídele
l_{red}	[m]	redukovaná délka hřídele
M	[Nm]	periodicky proměnný moment
m_1	[kg]	hmotnost posuvné části ojnice
m_2	[kg]	hmotnost rotační části ojnice
M_i	[Nm]	harmonické buzení i-té části



M_k	[Nm]	kroučící moment
M_n	[Nm]	jmenovitý točivý moment
m_{ol}	[kg]	hmotnost ojnicního ložiska
m_p	[kg]	hmotnost pístní skupiny
m_{poj}	[kg]	hmotnost posuvné části ojnice
m_{psk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
M_R	[Nm]	amplituda periodického momentu
m_{roj}	[kg]	hmotnost rotační části ojnice
M_T	[Nm]	tlumicí moment
M_t	[Nm]	točivý moment
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
N_{1D}	[Hz]	vlastní frekvence otáček jednouzlového kmitání pro dodanou spojku
N_{1N}	[Hz]	vlastní frekvence otáček jednouzlového kmitání pro navrženou spojku
n_{1rez}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky jednouzlového kmitání
N_{2D}	[Hz]	vlastní frekvence otáček dvouuzlového kmitání pro dodanou spojku
N_{2N}	[Hz]	vlastní frekvence otáček dvouuzlového kmitání pro navrženou spojku
n_{2rez}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky dvouuzlového kmitání
N_k	[Hz]	vlastní frekvence k-tého stupně kmitání
$n_{k,rez}$	[Hz]	rezonanční otáčky k-tého stupně kmitání
p	[MPa]	tlak ve válci
p_{max}	[MPa]	maximální tlak ve válci
p_o	[MPa]	tlak v klikové skříni
r	[m]	poloměr klikového hřídele
v	[-]	nakmitávací součinitel
V_C	[dm ³]	celkový objem
v_{max}	[-]	nakmitávací součinitel
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel odklonu ojnice
κ	[-]	řád harmonické složky
κ_h	[-]	hlavní řád harmonické složky
λ	[-]	klikový poměr
φ	[rad]	úhel zkroucení
φ_{max}	[rad]	maximální úhel natočení spojkových kotoučů



φ_{\min}	[rad]	minimální úhel natočení spojkových kotoučů
φ_n	[rad]	vzájemné natočení spojkových kotoučů
ψ	[-]	poměrné tlumení
ω	[rad/s]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
Ω_{0a}	[rad/s]	vlastní úhlová frekvence soustavy
Ω_{0b}	[rad/s]	vlastní úhlová frekvence soustavy



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Rozbor sil v klikovém mechanismu

Příloha 2 – Torzní kmity soustrojí pohonné jednotky a dynamometru



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ŘEŠENÍ KMITÁNÍ POHONNÉ JEDNOTKY NA DYNAMOMETRU

SOLUTION OF POWERTRAIN VIBRATION ON DYNAMOMETER

PŘÍLOHY K DIPLOMOVÉ PRÁCI
MASTER'S THESIS APPENDICES

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JOSEF LUX

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2014

OBSAH

Příloha 1 – Rozbor sil v klikovém mechanismu.....	3
Příloha 2 – Torzní kmity soustrojí pohonné jednotky a dynamometru.....	26
– Vlastní tvary a frekvence soustavy se spojkou dodanou vedoucím práce.....	27
– Vlastní tvary a frekvence soustavy s navrženou spojkou.....	33
– Porovnání obou spojek.....	38

Příloha 1 - Rozbor sil v klikovém mechanismu

1 Základní parametry motoru

1.1 Hlavní údaje motoru

vrtání válce	$D := 130\text{mm}$
zdvih pístu	$Z := 150\text{mm}$
počet válců	$i_v := 6$
taktnost motoru	$\tau := 0.5$
zdvihový objem válce	$V_z := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z = 1.991 \times 10^3 \cdot \text{cm}^3$
otáčky motoru	$n := 1600 \cdot \text{min}^{-1}$
zdvihový poměr	$k := \frac{Z}{D} = 1.154$
střední pístová rychlost	$c_s := 2 \cdot Z \cdot n = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
poloměr kliky	$r := 75\text{mm}$
délka ojnice	$l := 250\text{mm}$
klikový poměr	$\lambda := \frac{r}{l} = 0.3$
kompresní poměr	$\varepsilon := 11.1$
úhel natočení k. h.	$i := 0,1 \dots 720$ $\alpha_i := i \cdot \text{deg}$
mechanická účinnost	$\eta_{\text{mech}} := 0.85$
úhlová rychlost kliky	$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n = 167.552 \frac{1}{\text{s}}$

1.2 Hmotnosti posuvných a rotačních částí

hmotnost posuvných hmot jednoho zalomení (dle výrobce)	$m_{\text{phjz}} := 5.11\text{kg}$
hmotnost posuvné části ojnice včetně ojničního ložiska (dle výrobce)	$m_1 := 1.6\text{kg}$

hmotnost pístní skupiny (píst, pístní čep,
pístní kroužky, pojistné kroužky)

$$m_{psk} := m_{phjz} - m_1$$

$$m_{psk} = 3.51 \cdot \text{kg}$$

hmotnost rotační části ojnice včetně ojničního
pouzdra, matic a šroubů (dle výrobce)

$$m_{rpo} := 3.7 \text{kg}$$

hmotnost rotační části ojnice

$$m_2 := 3.5 \text{kg}$$

hmotnost ojničního ložiska

$$m_{ol} := 0.2 \text{kg}$$

2 Kinematika klikového mechanismu

2.1 Dráha pístu

dráha pístu

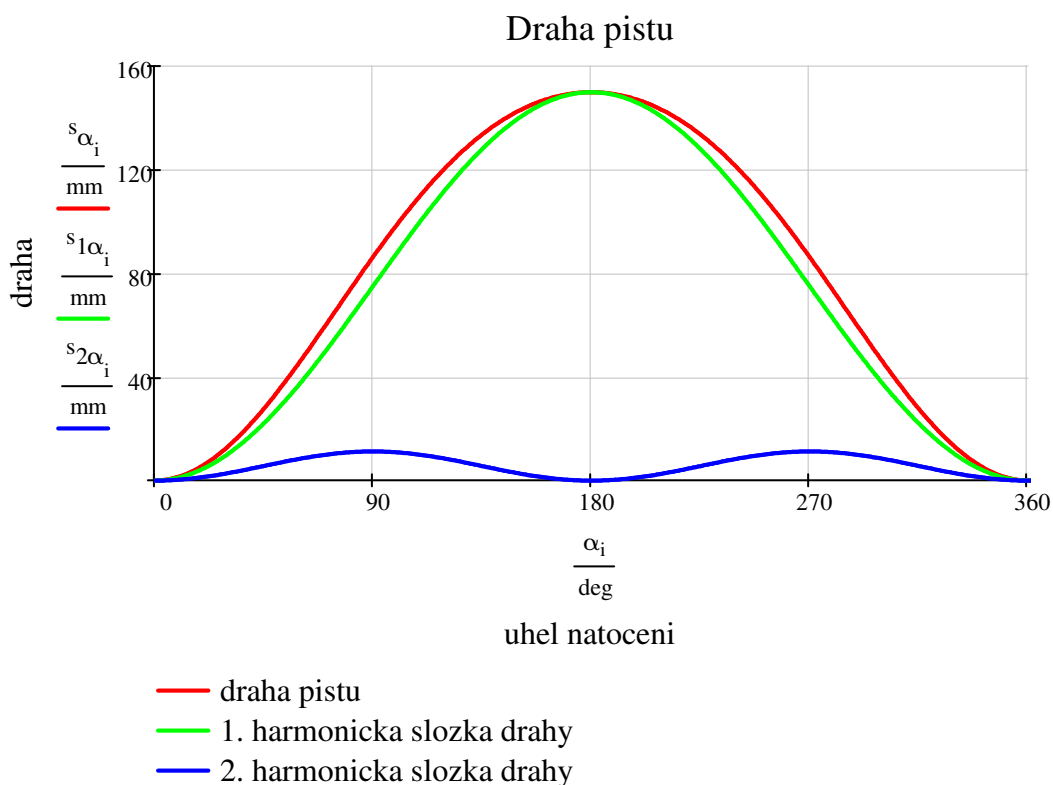
$$s_{\alpha_i} := r \cdot \left[\left(1 - \cos(\alpha_i) \right) + \frac{\lambda}{4} \cdot \left(1 - \cos(2 \cdot \alpha_i) \right) \right]$$

první harmonická složka dráhy

$$s_{1\alpha_i} := r \cdot \left(1 - \cos(\alpha_i) \right)$$

druhá harmonická složka dráhy

$$s_{2\alpha_i} := r \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot \left(1 - \cos(2 \alpha_i) \right)$$



2.2 Rychlost pístu

rychlost pístu

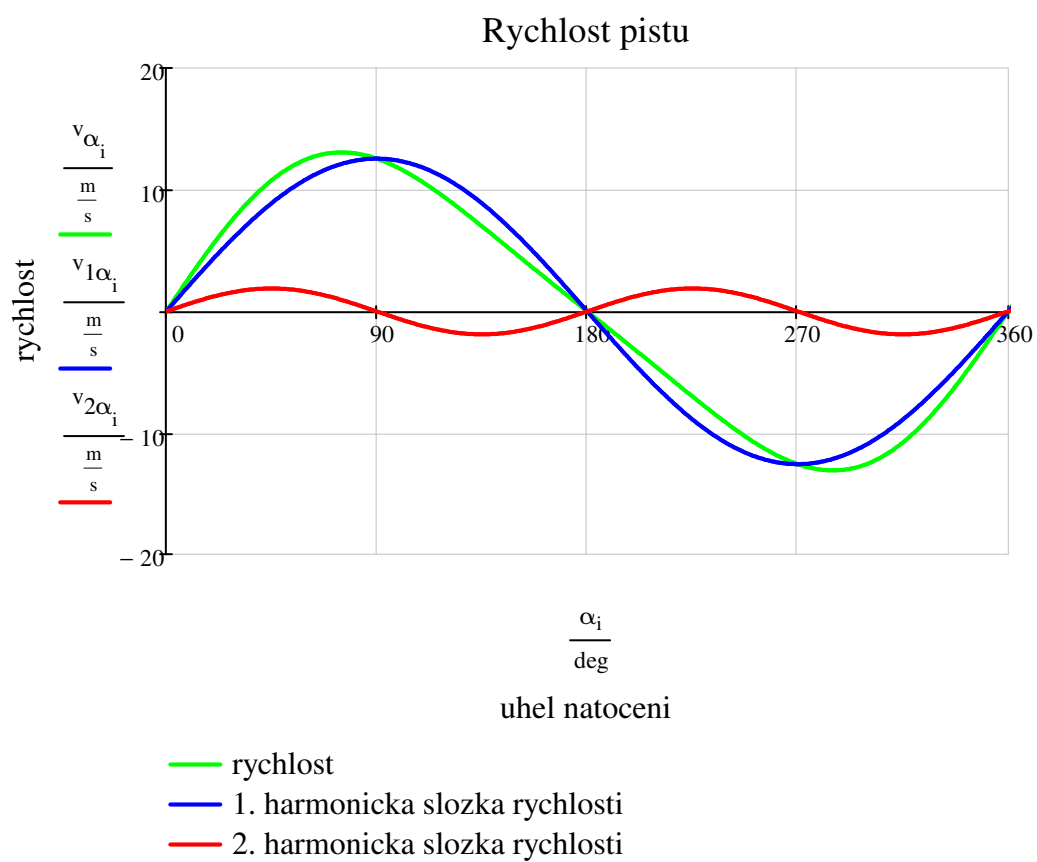
$$v_{\alpha_i} := r \cdot \omega \cdot \left(\sin(\alpha_i) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_i) \right)$$

první harmonická složka rychlosti

$$v_{1\alpha_i} := r \cdot \omega \cdot \sin(\alpha_i)$$

druhá harmonická složka rychlosti

$$v_{2\alpha_i} := r \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \alpha_i)$$



2.3 Zrychlení pístu

zrychlení pístu

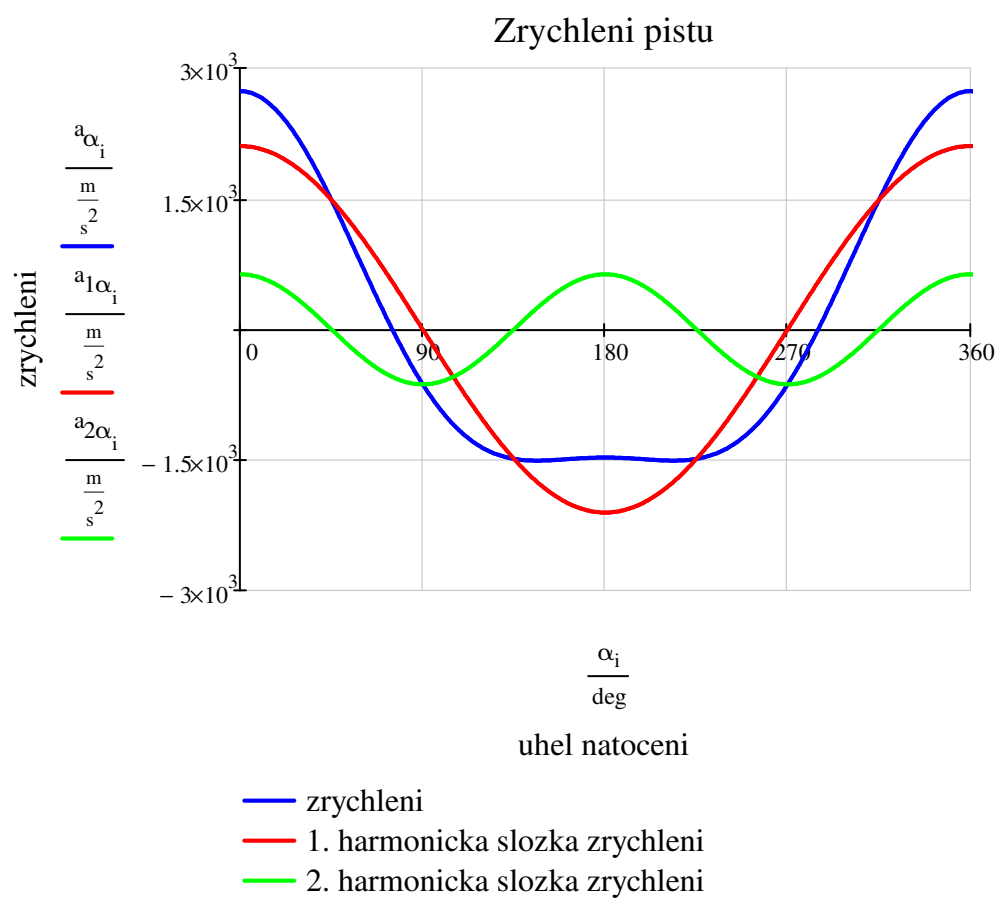
$$a_{\alpha_i} := r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha_i) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_i))$$

první harmonická složka zrychlení

$$a_{1\alpha_i} := r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha_i)$$

druhá harmonická složka zrychlení

$$a_{2\alpha_i} := r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \alpha_i)$$



3 p-v a p- α diagram válcové jednotky

3.1 p- α diagram

Načtení p- α diagramu:

```
tlak := READPRN("spalovaci_tlak_zazehovy_1600rpm.dat")
```

```
np := 721
```

```
length(tlak) - 1 = 720
```

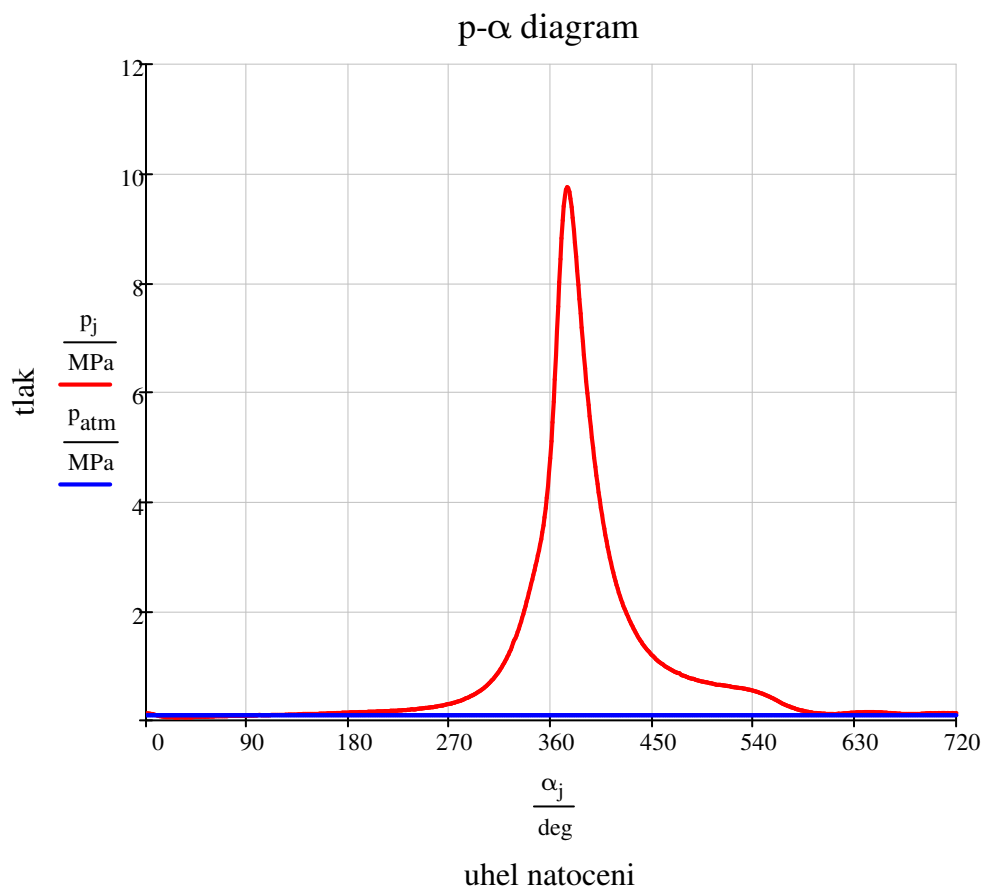
```
j := 0..np - 1
```

```
np1 := 720
```

```
 $\alpha_j := j \cdot 720 \cdot \frac{\text{deg}}{n_{p1}}$ 
```

```
pj := tlakj · MPa
```

```
patm := 0.1MPa
```



maximální indikovaný tlak ve válci $p_{jmax} := \max(p)$

$p_{jmax} = 9.756 \cdot \text{MPa}$

minimální indikovaný tlak ve válci $p_{jmin} := \min(p)$

$p_{jmin} = 0.055 \cdot \text{MPa}$

3.2 p-V diagram

dráha pístu

$$s_{\alpha_j} := r \cdot \left[\left(1 - \cos(\alpha_j) \right) + \frac{\lambda}{4} \cdot \left(1 - \cos(2 \cdot \alpha_j) \right) \right]$$

plocha pístu

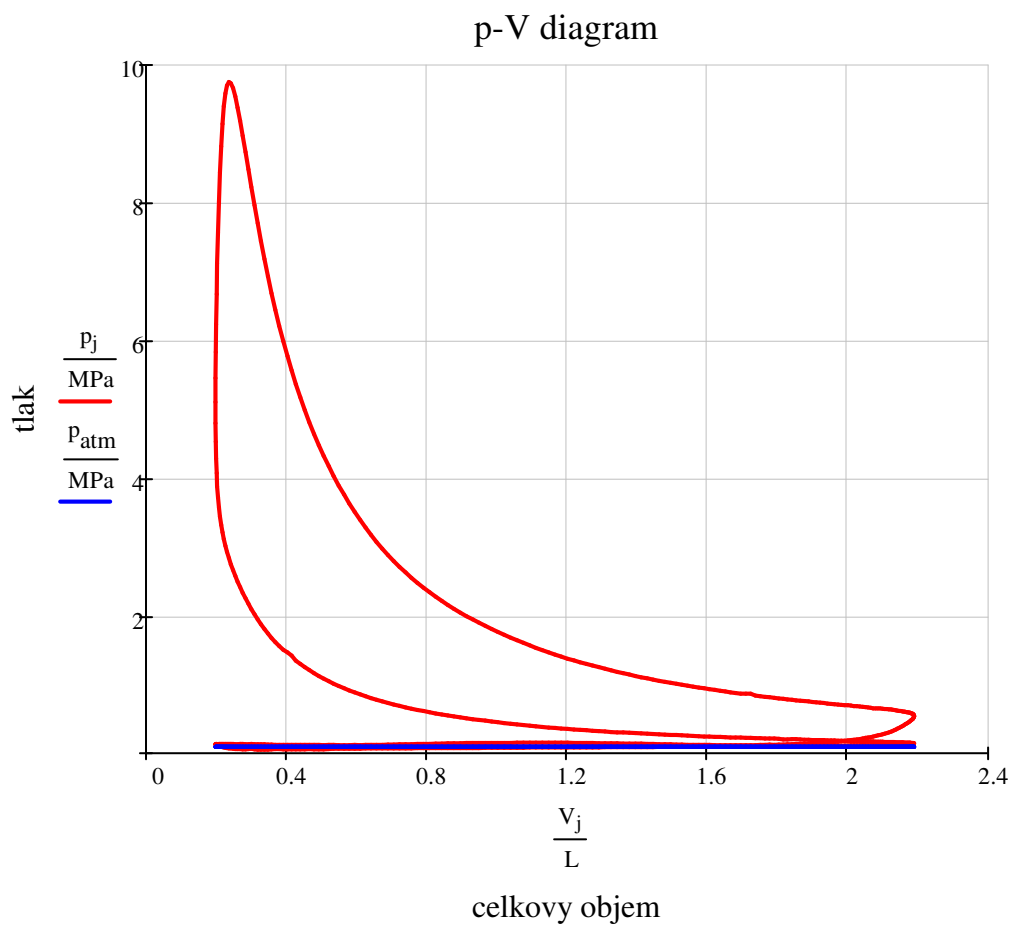
$$S_p := \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 132.732 \cdot \text{cm}^2$$

kompresní objem

$$V_k := \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = 197.127 \cdot \text{cm}^3$$

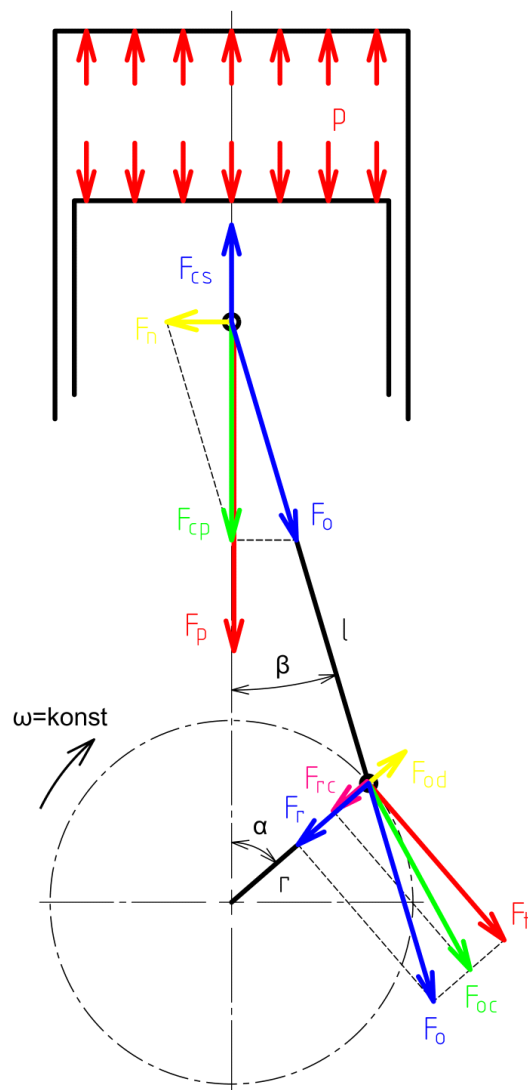
okamžitý objem nad pístem (celkový)

$$V_j := V_k + S_p \cdot s_{\alpha_j}$$



4 Průběhy sil v klikovém mechanismu

rozbor sil v klikovém mechanismu je proveden pro $n=1600 \text{ min}^{-1}$

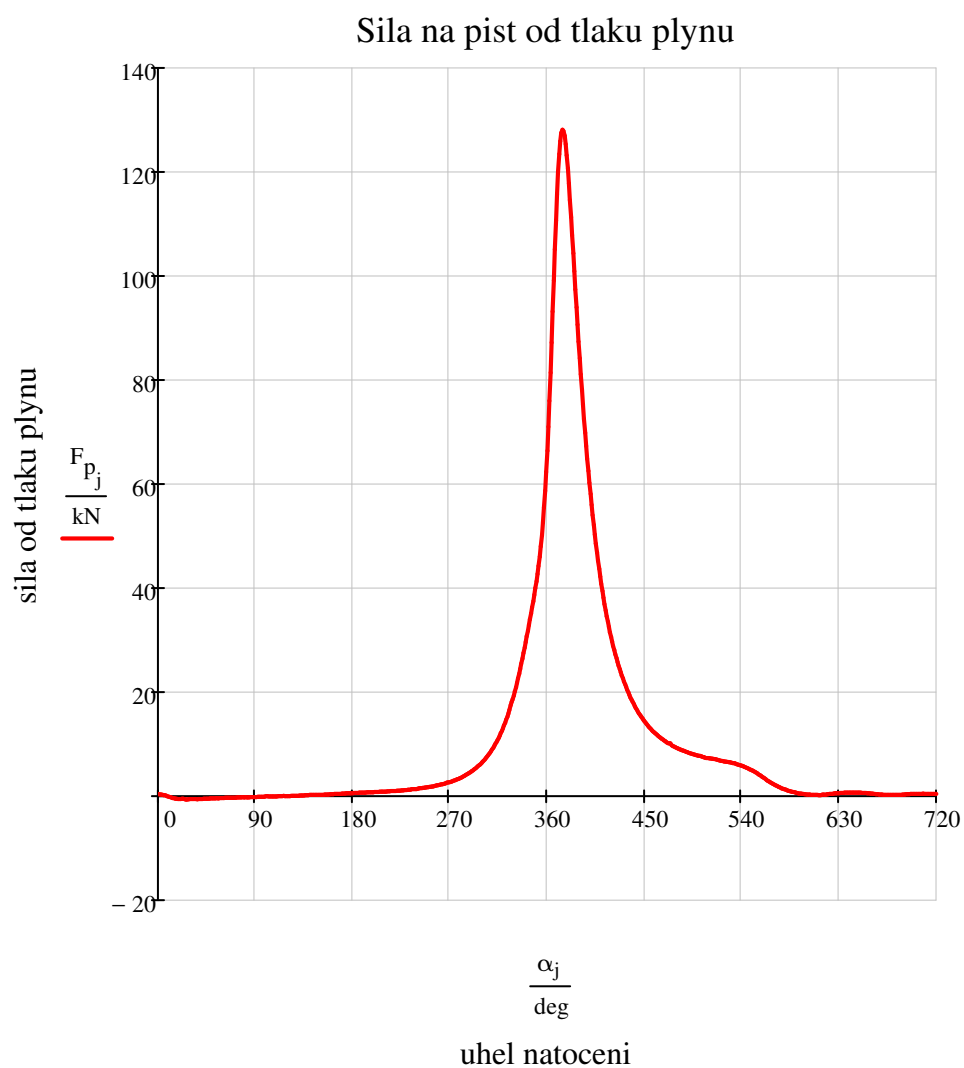


4.1 Primární síly

4.1.1 Síla na píst od tlaku plynů ve válci

síla od tlaku plynů

$$F_{p_j} := (p_j - p_{atm}) \cdot S_p$$



4.2 Sekundární síly

4.2.1 Setrvačná síla posuvných hmot

zrychlení pístu

$$a_{\alpha_j} := r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha_j) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_j))$$

první harmonická složka zrychlení

$$a_{1\alpha_j} := r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha_j)$$

druhá harmonická složka zrychlení

$$a_{2\alpha_j} := r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \alpha_j)$$

celková setrvačná síla s hmotností posuvných hmot ojnice

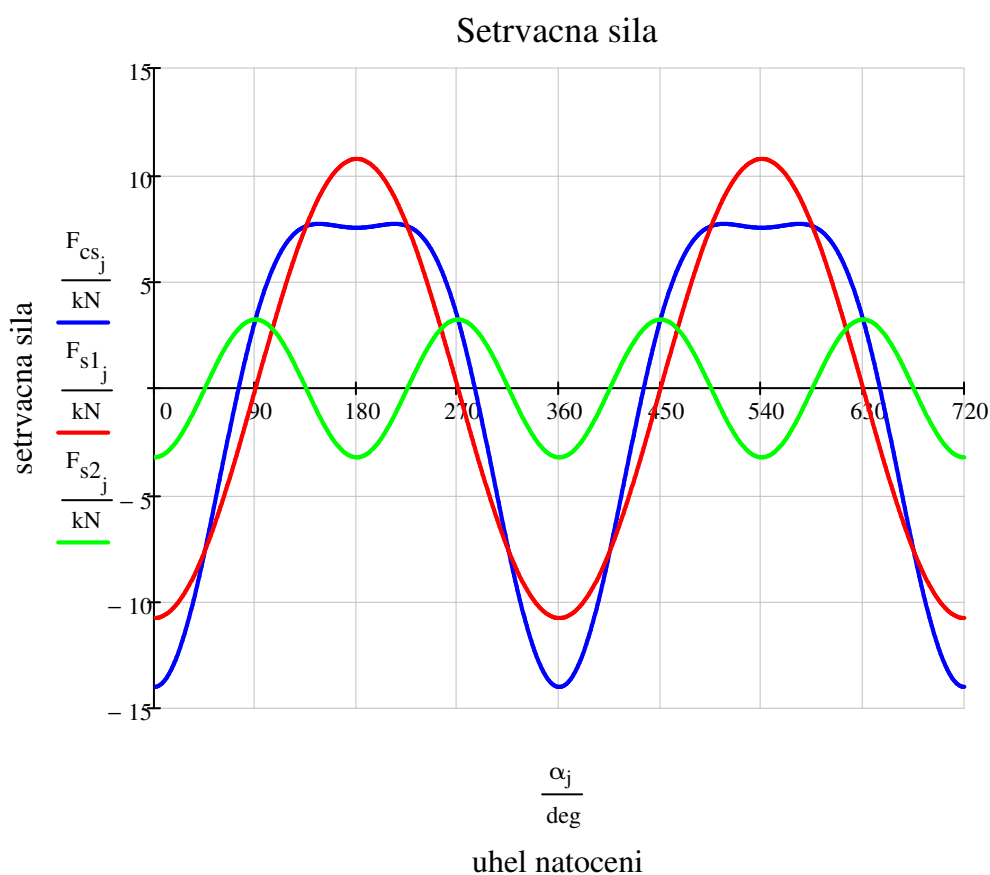
$$F_{cs_j} := -(m_{psk} + m_1) \cdot a_{\alpha_j}$$

setrvačná síla 1.řádu

$$F_{s1_j} := -(m_{psk} + m_1) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha_j)$$

setrvačná síla 2.řádu

$$F_{s2_j} := -(m_{psk} + m_1) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \alpha_j)$$



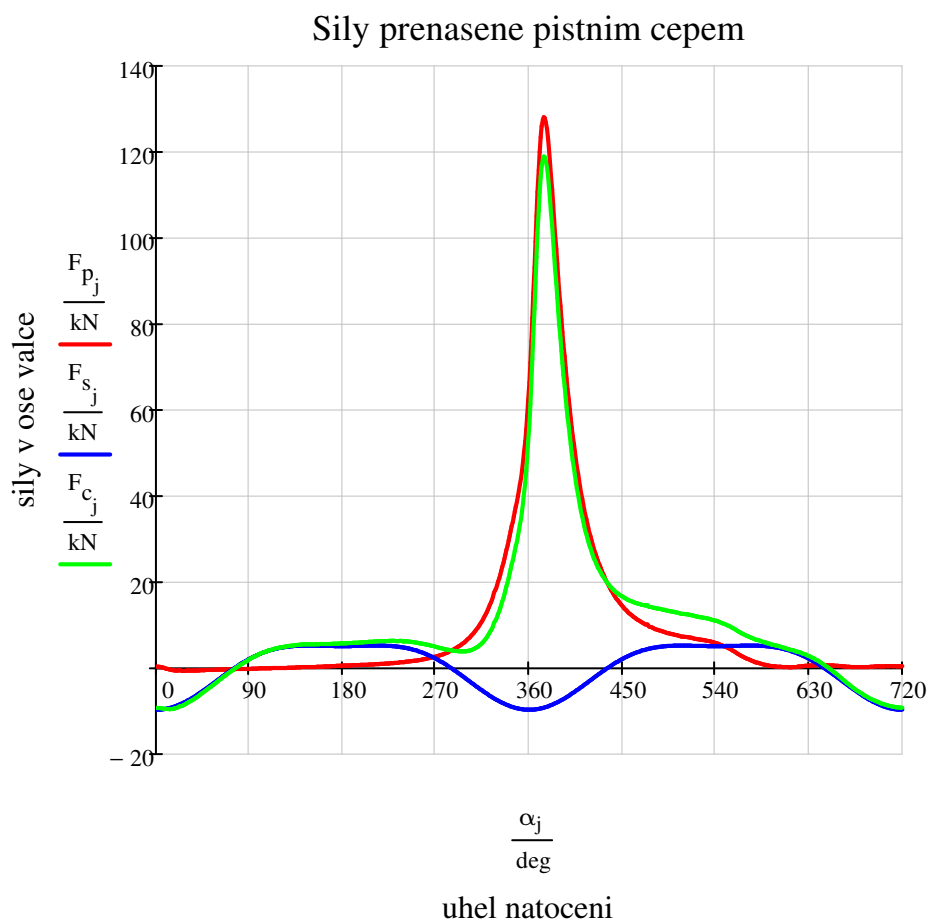
4.3 Síly přenášené pístním čepem ve směru osy válce

setrvačná síla pístní skupiny

$$F_{S_j} := -m_{psk} \cdot a_{\alpha_j}$$

celková síla působící ve směru osy válce

$$F_{C_j} := F_{P_j} + F_{S_j}$$



maximální síla od tlaku plynů

$$\max(F_P) = 128.172 \cdot \text{kN}$$

minimální síla od tlaku plynů

$$\min(F_P) = -0.602 \cdot \text{kN}$$

maximální setrvačná síla pístní skupiny

$$\max(F_S) = 5.296 \cdot \text{kN}$$

minimální setrvačná síla pístní skupiny

$$\min(F_S) = -9.607 \cdot \text{kN}$$

maximální celková síla ve směru ose válce

$$\max(F_C) = 119.043 \cdot \text{kN}$$

minimální celková síla ve směru ose válce

$$\min(F_C) = -9.471 \cdot \text{kN}$$

4.4 Síla v ose ojnice

úhel odklonu ojnice

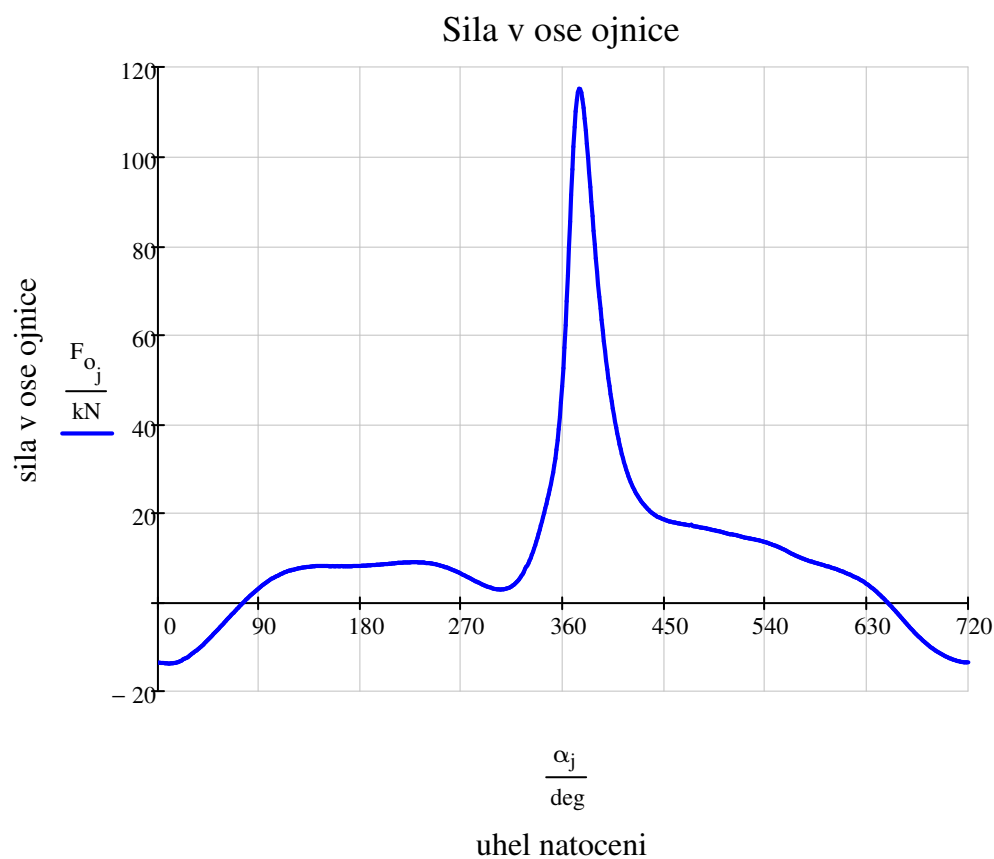
$$\beta_j := \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha_j))$$

celková setrvačná síla s hmotností
posuvných hmot ojnice

$$F_{cs_j} := -(m_{psk} + m_1) \cdot a_{\alpha_j}$$

celková síla v ose ojnice

$$F_{O_j} := \frac{F_{p_j} + F_{cs_j}}{\cos(\beta_j)}$$



maximální síla v ojnici

$$\max(F_O) = 115.186 \cdot \text{kN}$$

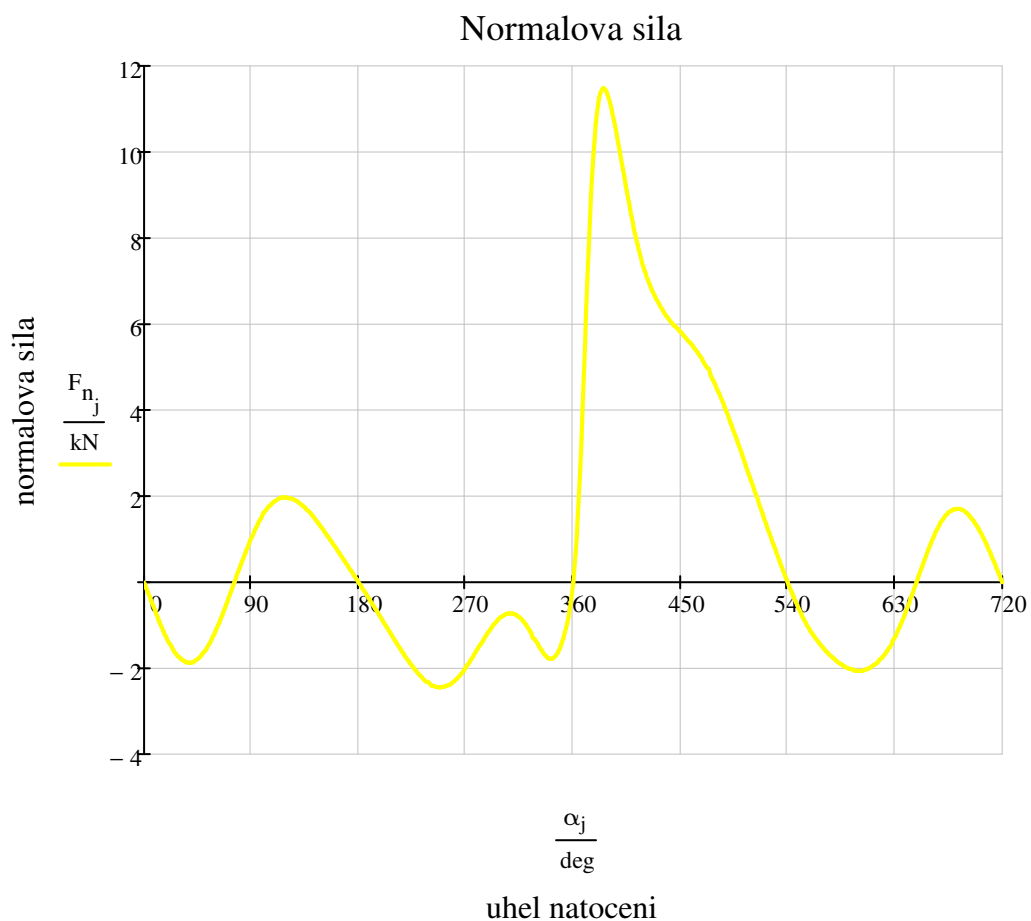
minimální síla v ojnici

$$\min(F_O) = -13.738 \cdot \text{kN}$$

4.5 Normálová síla

normálová síla

$$F_{n_j} := F_{o_j} \cdot \tan(\beta_j)$$



maximální normálová síla

$$\min(F_n) = -2.443 \cdot \text{kN}$$

minimální normálová síla

$$\max(F_n) = 11.487 \cdot \text{kN}$$

4.6 Síly působící na ojnicním čepu

radiální síla na klikovém čepu

$$F_{r_j} := -F_{o_j} \cdot \cos(\alpha_j + \beta_j)$$

odstředivá síla na klikovém čepu

$$F_{od} := (m_2 + m_{ol}) \cdot r \cdot \omega^2$$

tečná síla na klikovém čepu

$$F_{t_j} := F_{o_j} \cdot \sin(\alpha_j + \beta_j)$$

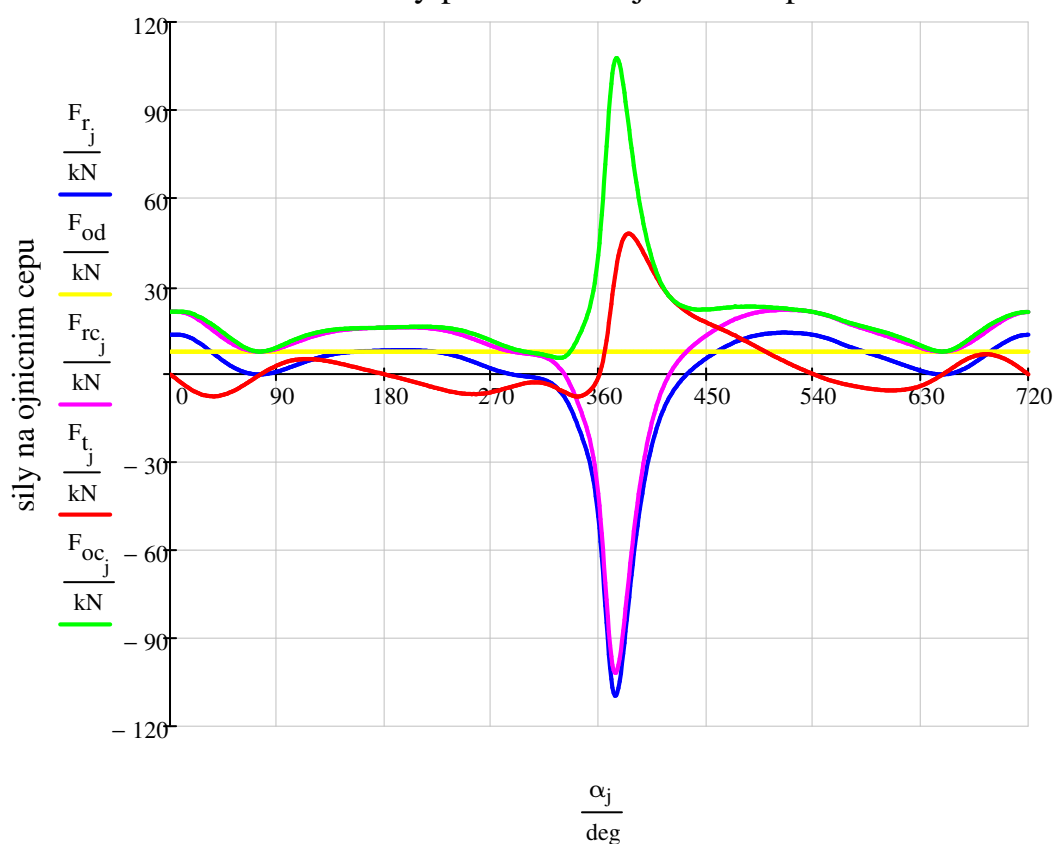
celková síla na klikovém čepu

$$F_{rc_j} := F_{r_j} + F_{od}$$

celková síla působící v oj. čepu

$$F_{oc_j} := \sqrt{(F_{rc_j})^2 + (F_{t_j})^2}$$

Síly působící na ojnicním čepu



uhel natoceni

maximální tečná síla na ojnicním čepu

$$\max(F_t) = 48 \cdot \text{kN}$$

minimální tečná síla na ojnicním čepu

$$\min(F_t) = -7.554 \cdot \text{kN}$$

4.7 Točivý moment na ojnicním čepu

točivý moment na ojnicním čepu

$$M_{t_i} := F_{t_i} \cdot r$$

maximální točivý moment na ojnicním čepu

$$\max(M_t) = 3.6 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

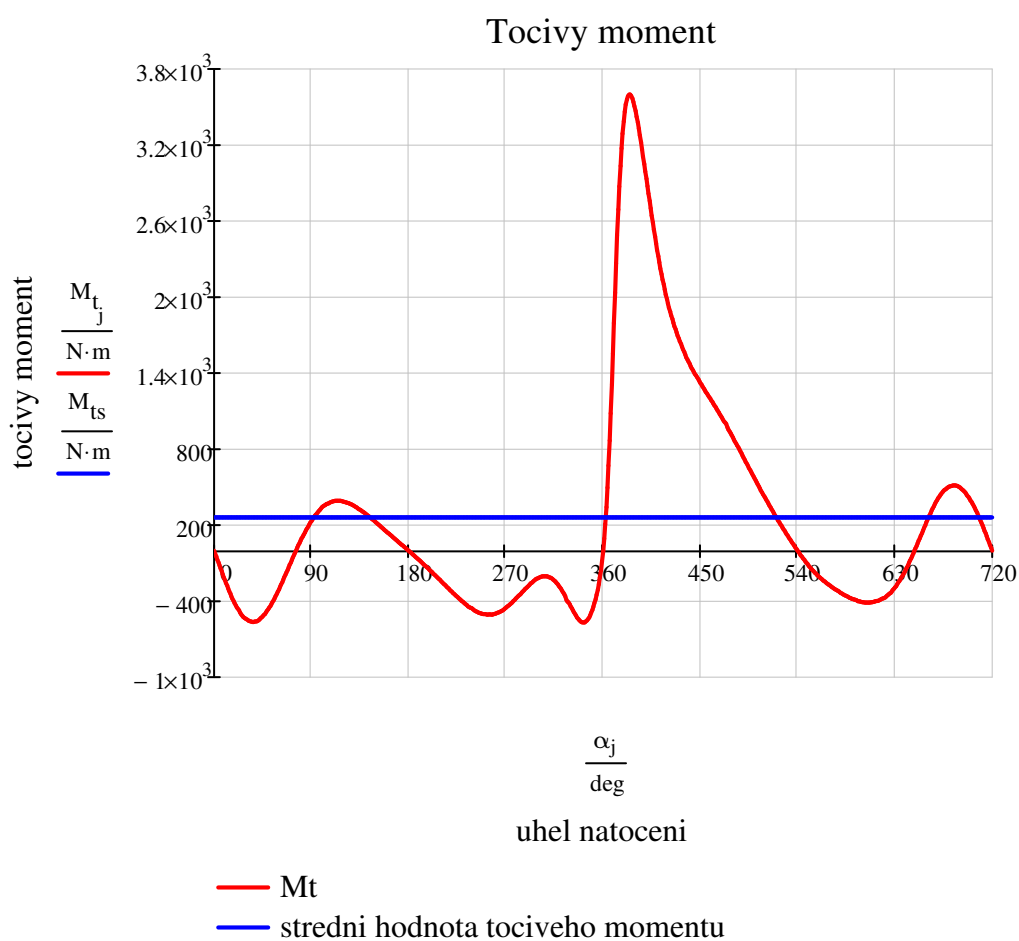
minimální točivý moment na ojnicním čepu

$$\min(M_t) = -566.568 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

střední hodnota točivého momentu na oj. čepu

$$M_{ts} := \text{mean}(M_t)$$

$$M_{ts} = 264.157 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$



4.8 Indikovaný a efektivní výkon motoru

poznámka: ve všech válcích předpokládám stejný indikovaný tlak

střední indikovaný výkon jednoho válce

$$P_{\text{str}} := M_{\text{ts}} \cdot \omega = 44.26 \cdot \text{kW}$$

střední indikovaný výkon motoru

$$P_{\text{celk_in}} := P_{\text{str}} \cdot 6 = 265.559 \cdot \text{kW}$$

střední efektivní výkon motoru

$$P_{\text{celk_ef}} := P_{\text{celk_in}} \cdot \eta_{\text{mech}} = 225.725 \cdot \text{kW}$$

5 Fázový posun točivých momentů na ojničních čepích od jednotlivých válců

Pořadí zapalování: 1-5-3-6-2-4

$$M_{t_vj_j} := M_{t_j}$$

$$M_{t_vj_j+720} := M_{t_j}$$

točivý moment na ojničním čepu 1. válce

$$M_{t_vj1_j} := M_{t_vj_j+720}$$

točivý moment na ojničním čepu 2. válce

$$M_{t_vj2_j} := M_{t_vj_j+240}$$

točivý moment na ojničním čepu 3. válce

$$M_{t_vj3_j} := M_{t_vj_j+480}$$

točivý moment na ojničním čepu 4. válce

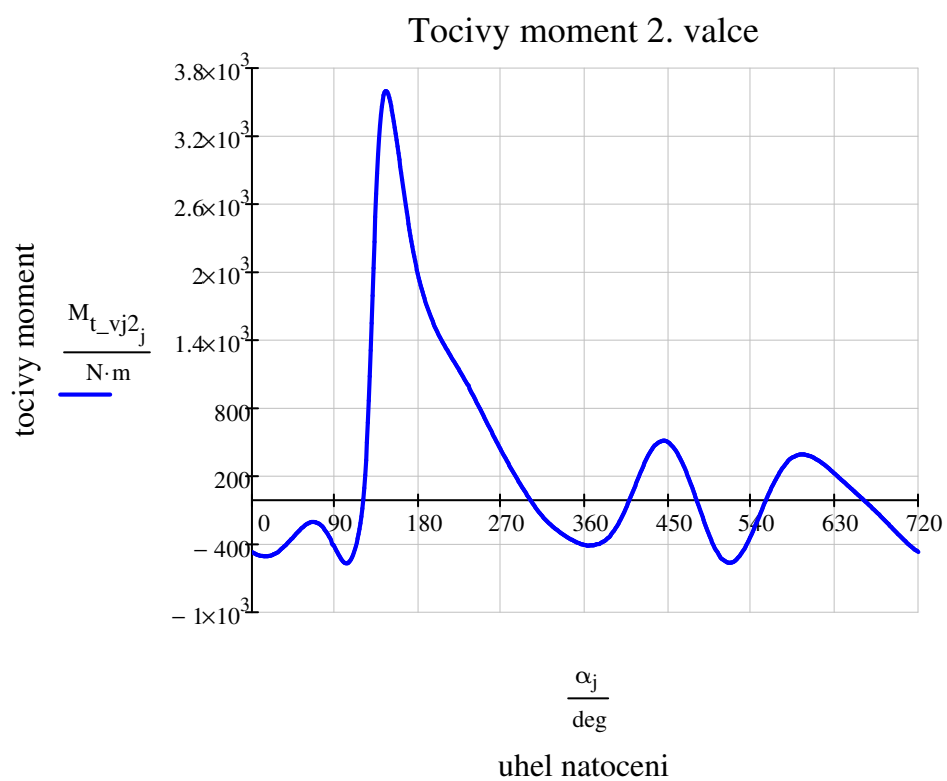
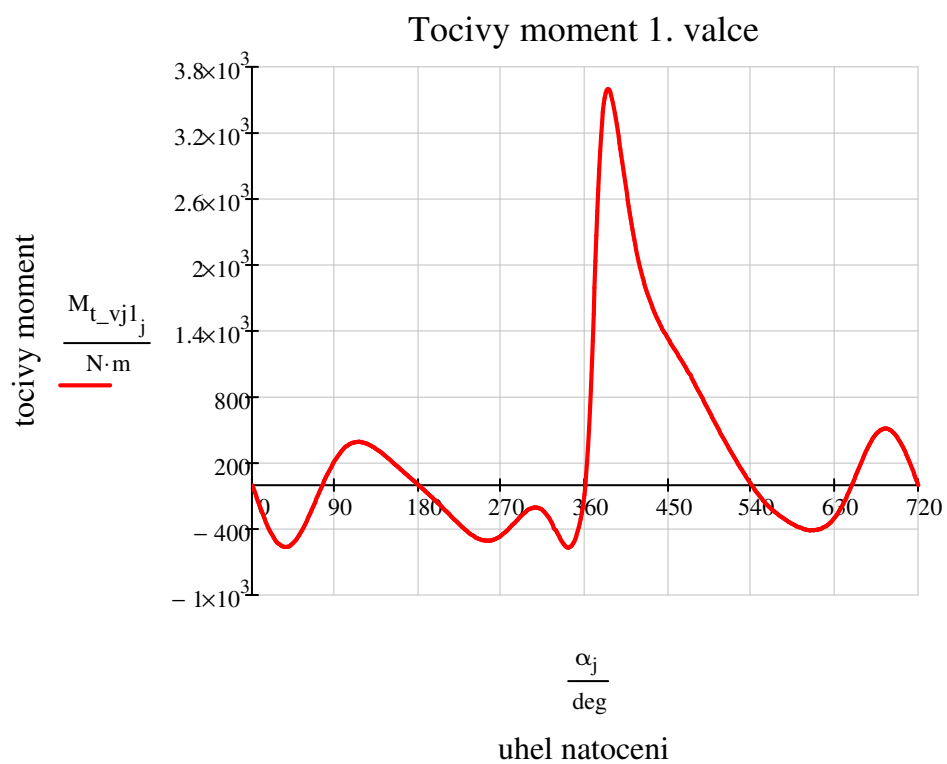
$$M_{t_vj4_j} := M_{t_vj_j+120}$$

točivý moment na ojničním čepu 5. válce

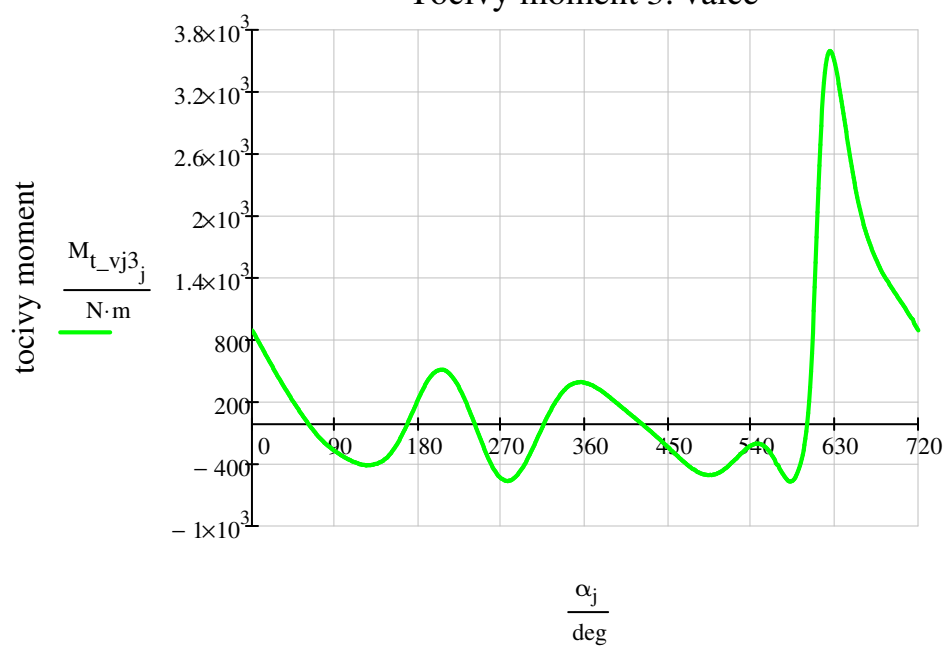
$$M_{t_vj5_j} := M_{t_vj_j+600}$$

točivý moment na ojničním čepu 6. válce

$$M_{t_vj6_j} := M_{t_vj_j+360}$$

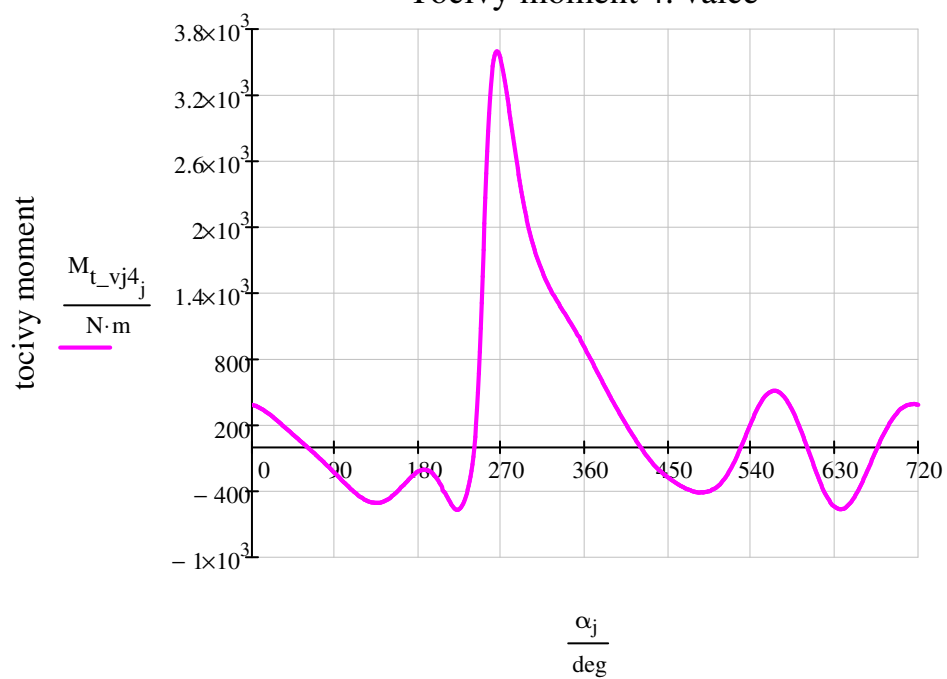


Tocivý moment 3. valce

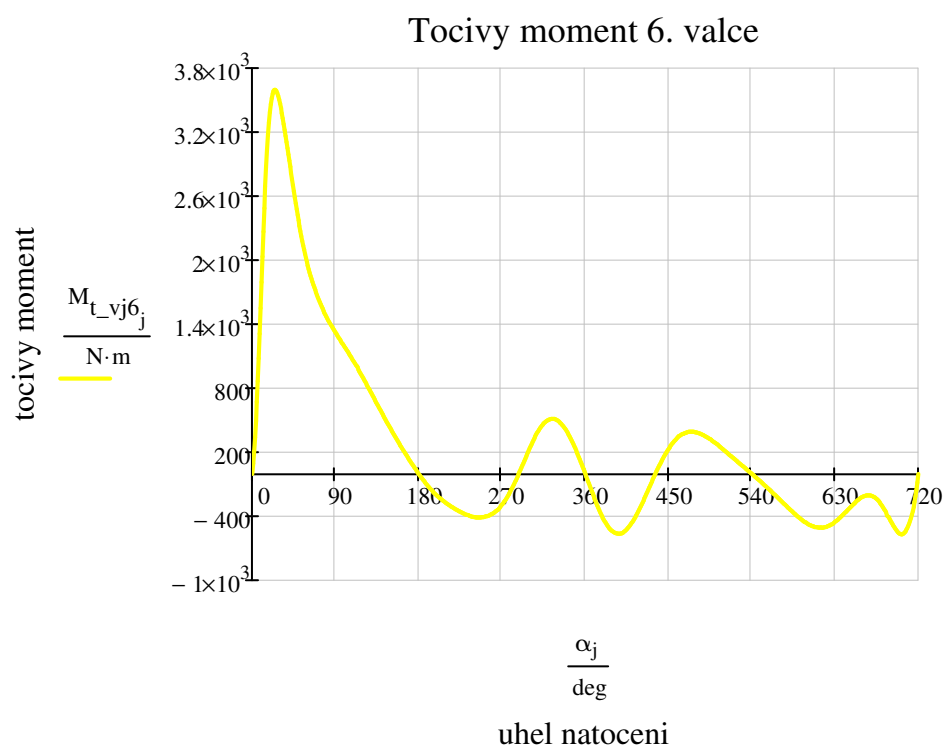
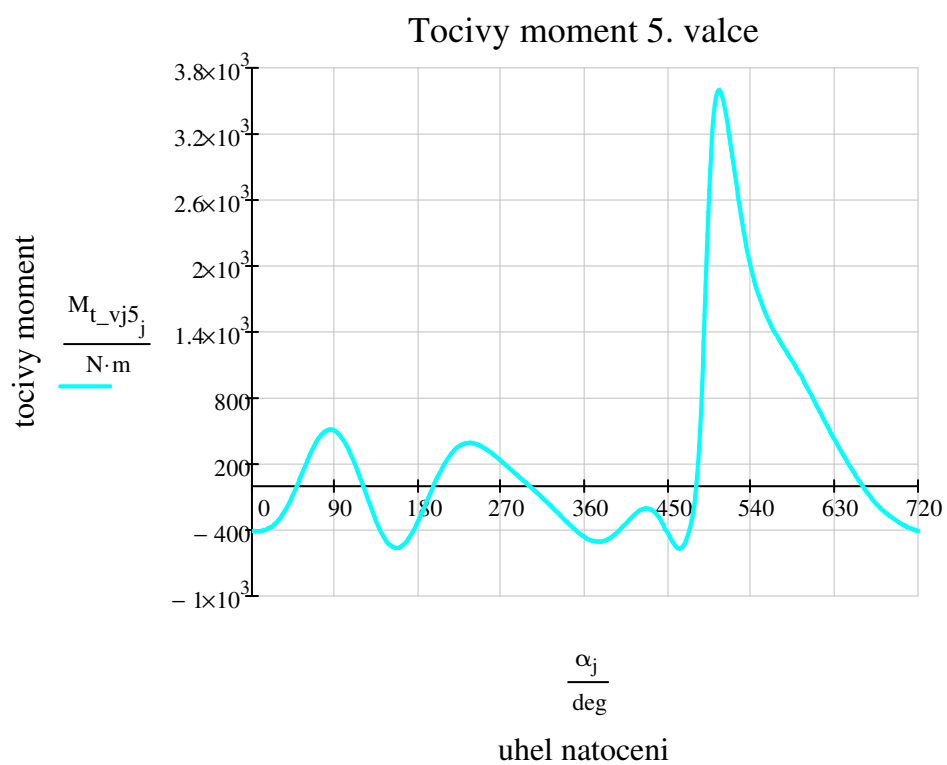


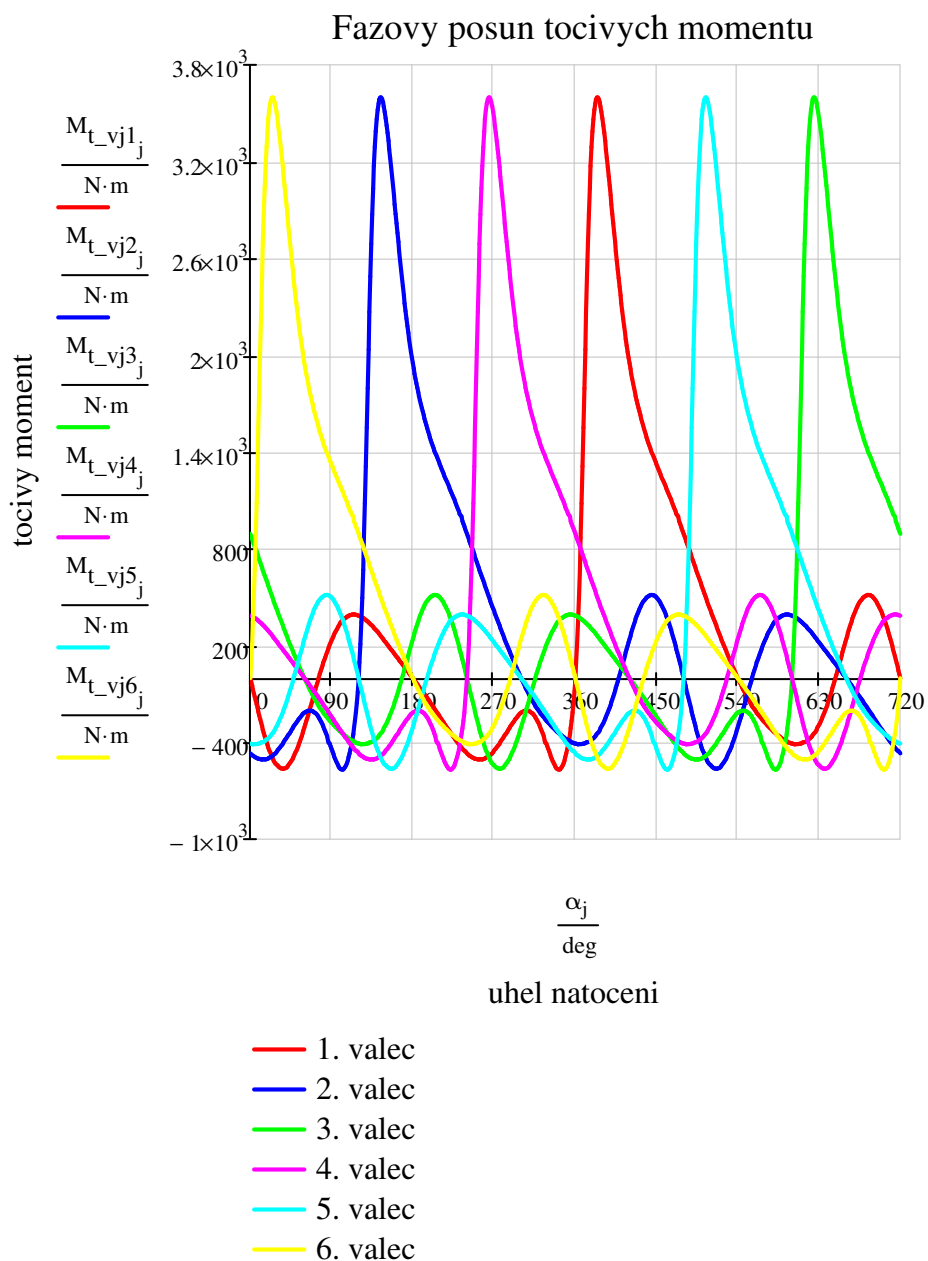
uhel natoceni

Tocivý moment 4. valce



uhel natoceni





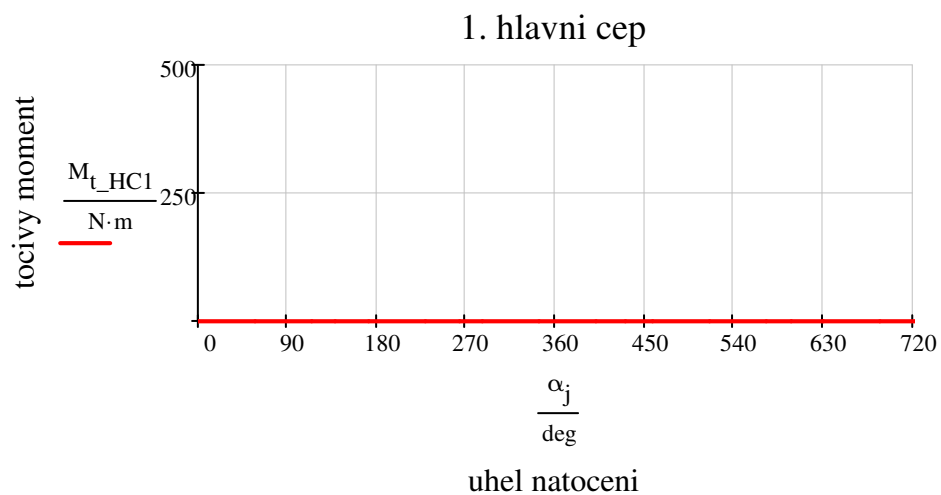
6 Průběhy točivých momentů na hlavních čepích

Při rozboru jsem uvažoval zjednodušující předpoklady:

- nulový příkon rozvodového mechanismu
- nulový příkon vodního čerpadla, alternátoru, olejového čerpadla, ...
- neuvažování třecích ztrát v hlavních ložiskách

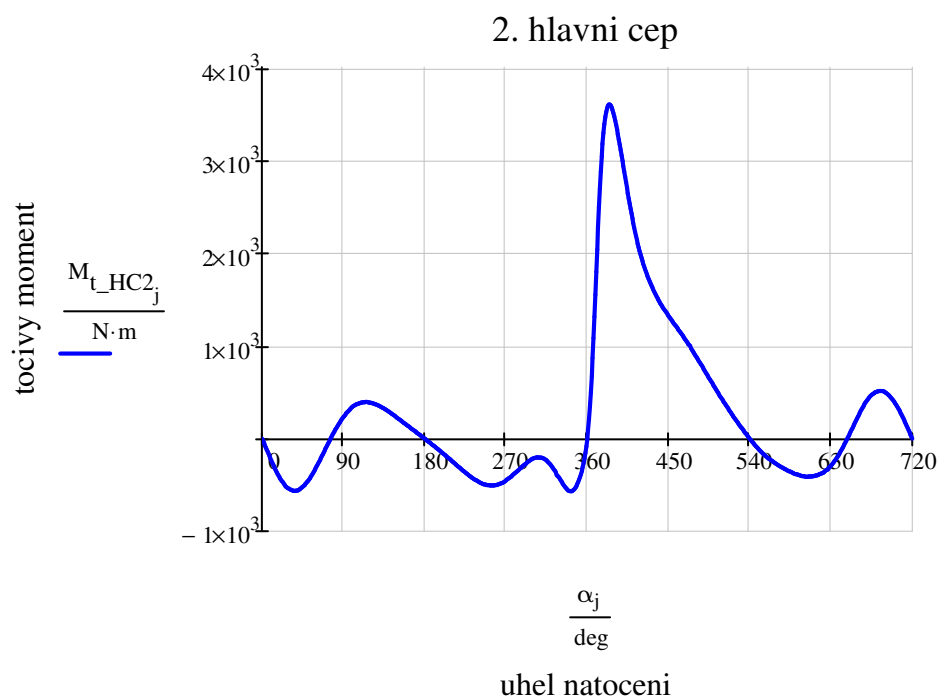
Točivý moment na 1. hlavním čepu

$$M_{t_HC1} := 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$



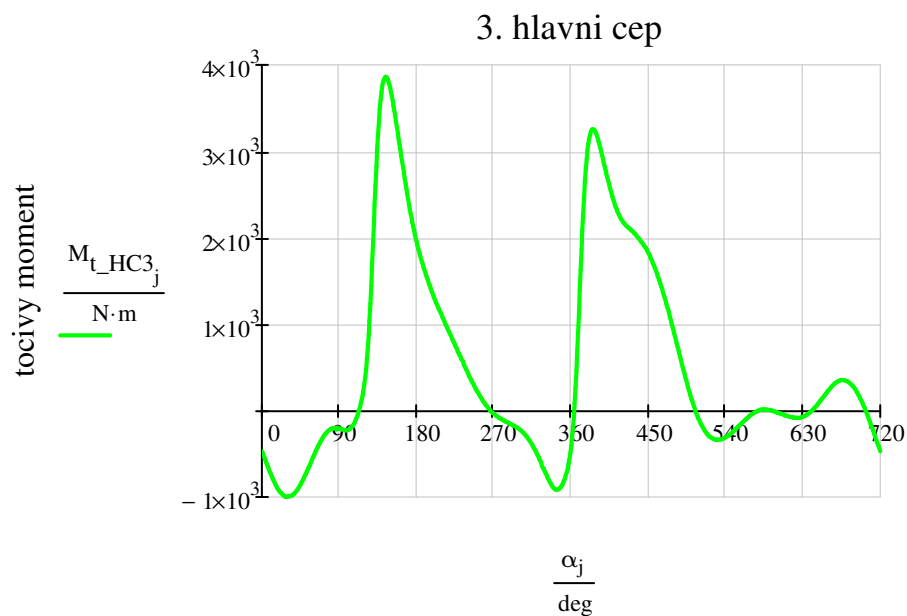
Točivý moment na 2. hlavním čepu

$$M_{t_HC2_j} := M_{t_vj1_j}$$



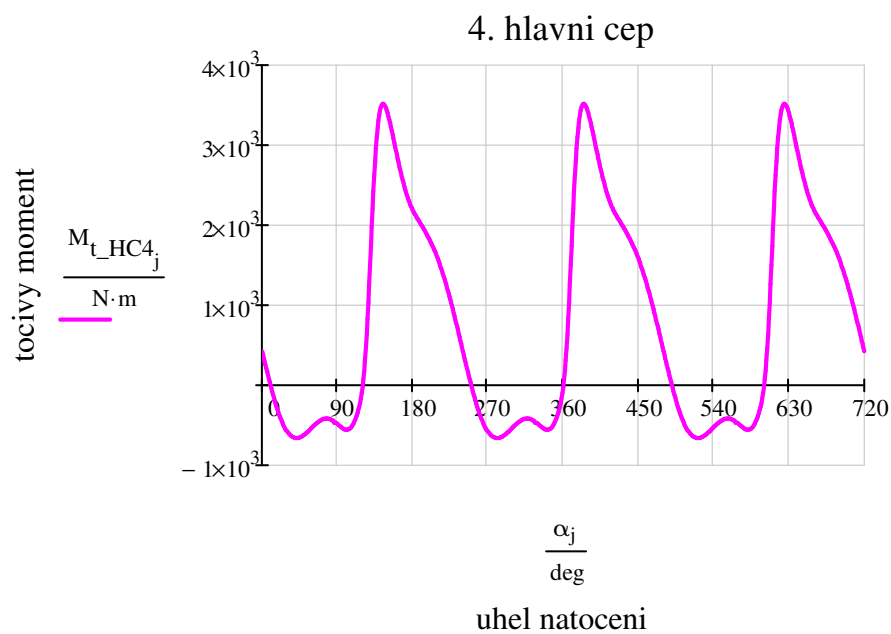
Točivý moment na 3. hlavním čepu

$$M_{t_HC3_j} := M_{t_vj1_j} + M_{t_vj2_j}$$



Točivý moment na 4. hlavním čepu

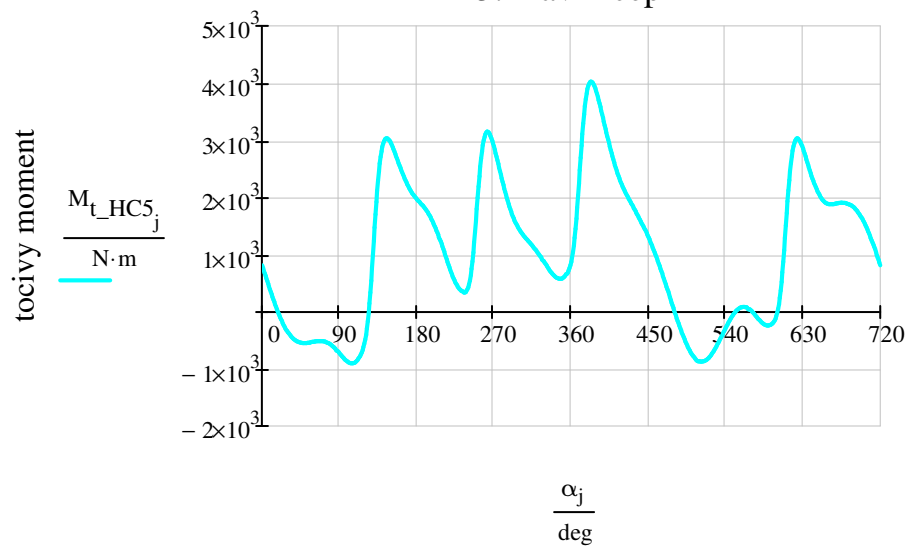
$$M_{t_HC4_j} := M_{t_vj1_j} + M_{t_vj2_j} + M_{t_vj3_j}$$



Točivý moment na 5. hlavním čepu

$$M_{t_HC5_j} := M_{t_vj1_j} + M_{t_vj2_j} + M_{t_vj3_j} + M_{t_vj4_j}$$

5. hlavní čep

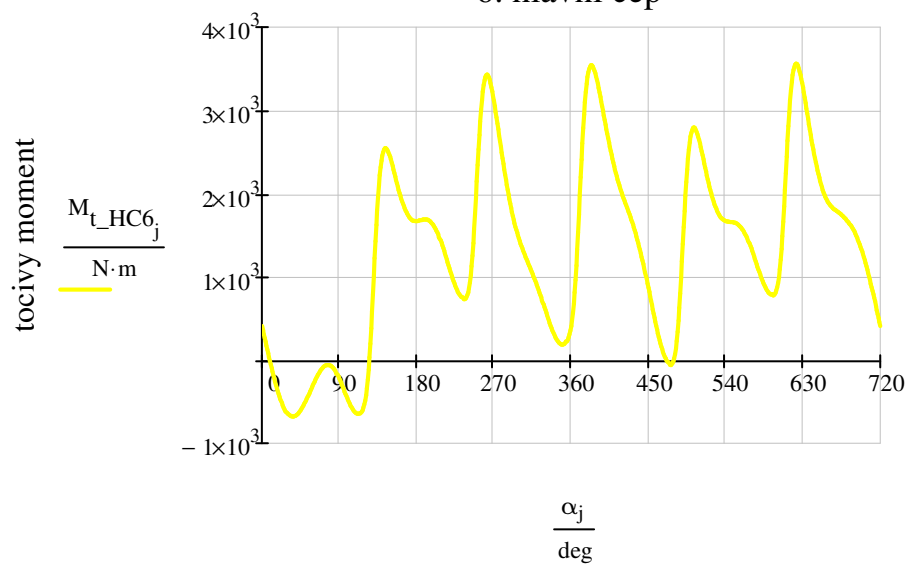


uhel natoceni

Točivý moment na 6. hlavním čepu

$$M_{t_HC6_j} := M_{t_vj1_j} + M_{t_vj2_j} + M_{t_vj3_j} + M_{t_vj4_j} + M_{t_vj5_j}$$

6. hlavní čep

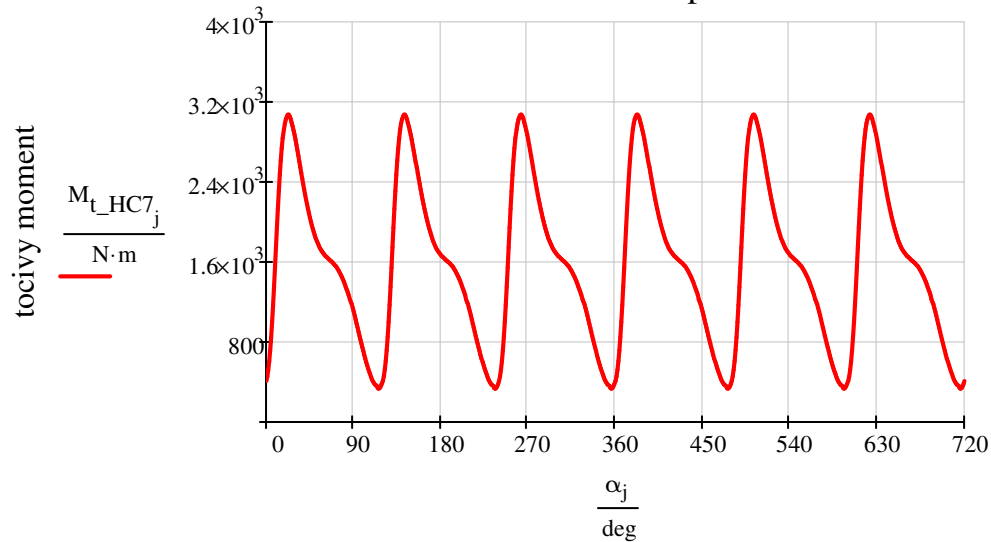


uhel natoceni

Točivý moment na 7. hlavním čepu

$$M_{t_HC7_j} := M_{t_vj1_j} + M_{t_vj2_j} + M_{t_vj3_j} + M_{t_vj4_j} + M_{t_vj5_j} + M_{t_vj6_j}$$

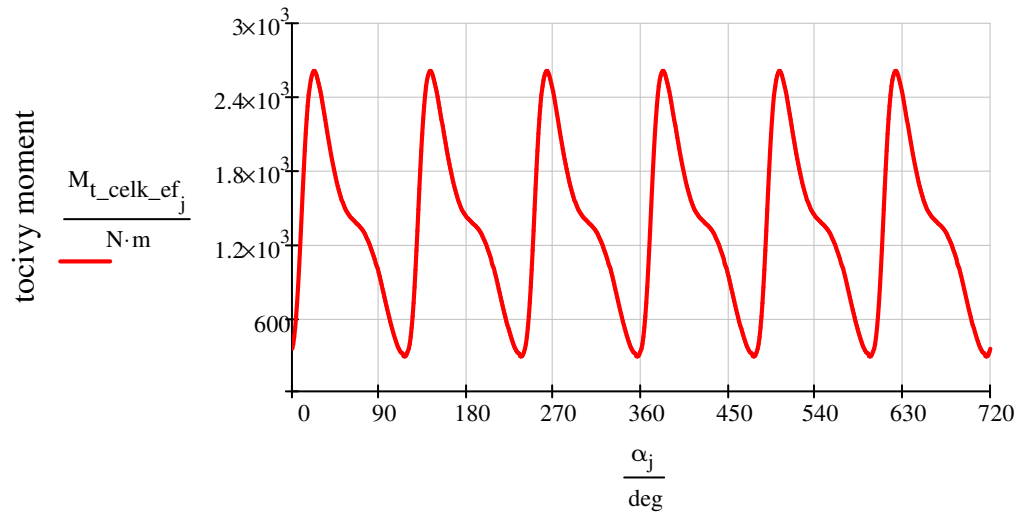
7. hlavní čep



uhel natoceni

Efektivní točivý moment na výstupu z motoru

$$M_{t_celk_ef_j} := M_{t_HC7_j} \cdot \eta_{mech}$$



uhel natoceni

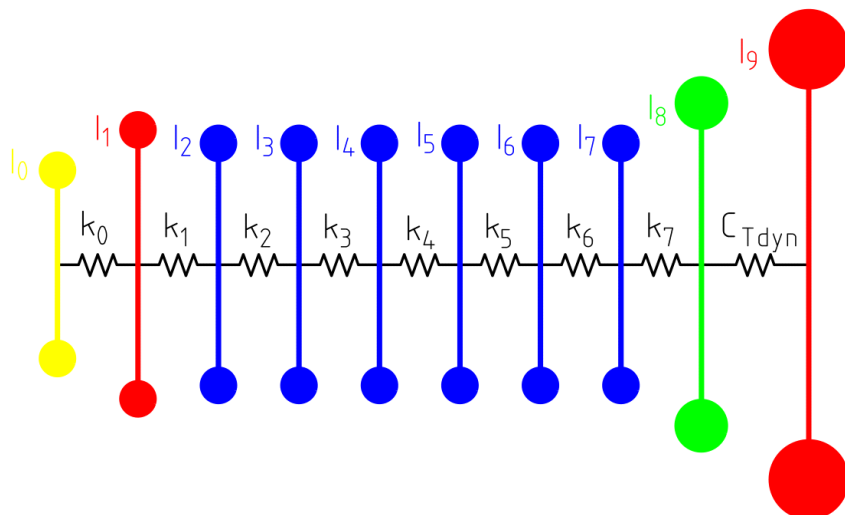
indikovaný točivý moment motoru

$$M_{t_celk_in} := \text{mean}(M_{t_HC7}) = 1.586 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

efektivní točivý moment motoru

$$M_{t_celk_ef} := M_{t_celk_in} \cdot \eta_{mech} = 1.348 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Příloha 2 - Torzní kmity soustrojí pohonné jednotky a dynamometru



1 Frekvence kmitání

1.1 Momenty setrvačnosti

prstenec tlumiče

$$I_0 := 0.084 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

skříň tlumiče torzních kmitů

$$I_1 := 0.126 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

válcová jednotka 1

$$I_2 := 0.114 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

válcová jednotka 2

$$I_3 := 0.114 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

válcová jednotka 3

$$I_4 := 0.114 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

válcová jednotka 4

$$I_5 := 0.114 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

válcová jednotka 5

$$I_6 := 0.114 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

válcová jednotka 6

$$I_7 := 0.114 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

setrvačník

$$I_8 := 1.800 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

rotor dynamometru

$$I_9 := 4.333 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

1.2 Torzní tuhosti

silikonový torzní tlumič

$$k_0 := 0.5 \cdot 10^5 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

přední část klikového hřídele mezi koncem
a středem 1. ojničního čepu

$$k_1 := 0.63 \cdot 10^6 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

část klikového hřídele

$$k_2 := 3.93 \cdot 10^6 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

část klikového hřídele

$$k_3 := 2.87 \cdot 10^6 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

část klikového hřídele

$$k_4 := 2.87 \cdot 10^6 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

část klikového hřídele

$$k_5 := 2.87 \cdot 10^6 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

část klikového hřídele

$$k_6 := 2.87 \cdot 10^6 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

zadní část klikového hřídele mezi setrvačником
a středem 6. ojničního čepu

$$k_7 := 4.42 \cdot 10^6 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

1.3 Vlastní tvary a frekvence soustavy se spojkou dodanou vedoucím práce

torzní tuhost dodané pružné spojky

$$C_{\text{Tdyn}} := 78000 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

matice hmotnosti

$$M := \begin{pmatrix} I_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_9 \end{pmatrix}$$

matice tuhosti

$$K := \begin{pmatrix} k_0 & -k_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_0 & k_0 + k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_5 & -k_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 + k_6 & -k_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6 & k_6 + k_7 & -k_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_7 & k_7 + C_{Tdyn} & -C_{Tdyn} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{Tdyn} & C_{Tdyn} \end{pmatrix}$$

$$V := M^{-1} \cdot K$$

$$\lambda := \text{eigenvals}(V)$$

$$\Omega := \sqrt{\lambda}$$

vektor vlastních frekvencí

$$\lambda = \begin{pmatrix} 1.006 \times 10^8 \\ 8.95 \times 10^7 \\ 6.717 \times 10^7 \\ 3.989 \times 10^7 \\ 1.709 \times 10^7 \\ 6.576 \times 10^6 \\ 1.713 \times 10^6 \\ 5.204 \times 10^5 \\ 4.645 \times 10^4 \\ -7.261 \times 10^{-11} \end{pmatrix} \frac{1}{s^2}$$

$$\Omega = \begin{pmatrix} 1.003 \times 10^4 \\ 9.46 \times 10^3 \\ 8.196 \times 10^3 \\ 6.316 \times 10^3 \\ 4.134 \times 10^3 \\ 2.564 \times 10^3 \\ 1.309 \times 10^3 \\ 721.389 \\ 215.513 \\ 8.521i \times 10^{-6} \end{pmatrix} \frac{1}{s}$$

w := eigenvcs(V)

modální matice

$$w = \begin{pmatrix} 0 & -0 & -0 & 0.001 & -0.008 & -0.074 & 0.313 & 0.987 & -0.362 & 0.316 \\ -0.017 & 0.018 & 0.029 & -0.062 & 0.215 & 0.746 & -0.587 & 0.124 & -0.334 & 0.316 \\ 0.333 & -0.31 & -0.357 & 0.426 & -0.503 & -0.17 & -0.457 & 0.043 & -0.328 & 0.316 \\ -0.582 & 0.442 & 0.276 & 0.011 & -0.369 & -0.284 & -0.414 & 0.029 & -0.327 & 0.316 \\ 0.493 & -0.1 & 0.406 & -0.575 & 0.065 & -0.367 & -0.326 & 0.01 & -0.324 & 0.316 \\ -0.402 & -0.287 & -0.547 & -0.25 & 0.455 & -0.353 & -0.216 & -0.01 & -0.322 & 0.316 \\ 0.311 & 0.546 & -0.04 & 0.471 & 0.536 & -0.248 & -0.092 & -0.029 & -0.318 & 0.316 \\ -0.219 & -0.562 & 0.574 & 0.446 & 0.253 & -0.077 & 0.039 & -0.048 & -0.314 & 0.316 \\ 0.005 & 0.016 & -0.022 & -0.029 & -0.043 & 0.047 & 0.122 & -0.06 & -0.311 & 0.316 \\ -0 & -0 & 0 & 0 & 0 & -0 & -0.001 & 0.002 & 0.197 & 0.316 \end{pmatrix}$$

1.3.1 Tvary vlastního kmitání

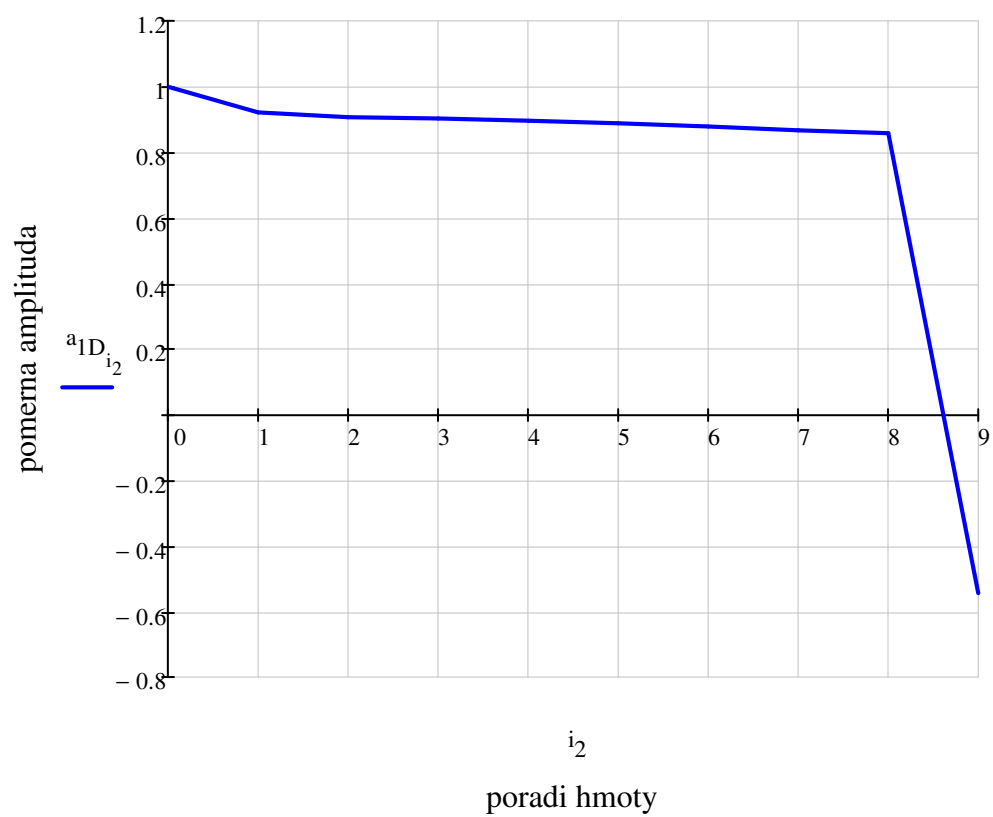
$i_2 := 0..9$

tvár 1. vlastní frekvence

$$a_{1D}i_2 := \frac{w_{i_2,8}}{w_{0,8}}$$

$$a_{1D} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0.922 \\ 0.907 \\ 0.904 \\ 0.897 \\ 0.889 \\ 0.879 \\ 0.867 \\ 0.859 \\ -0.544 \end{pmatrix}$$

1. tvar kmitani

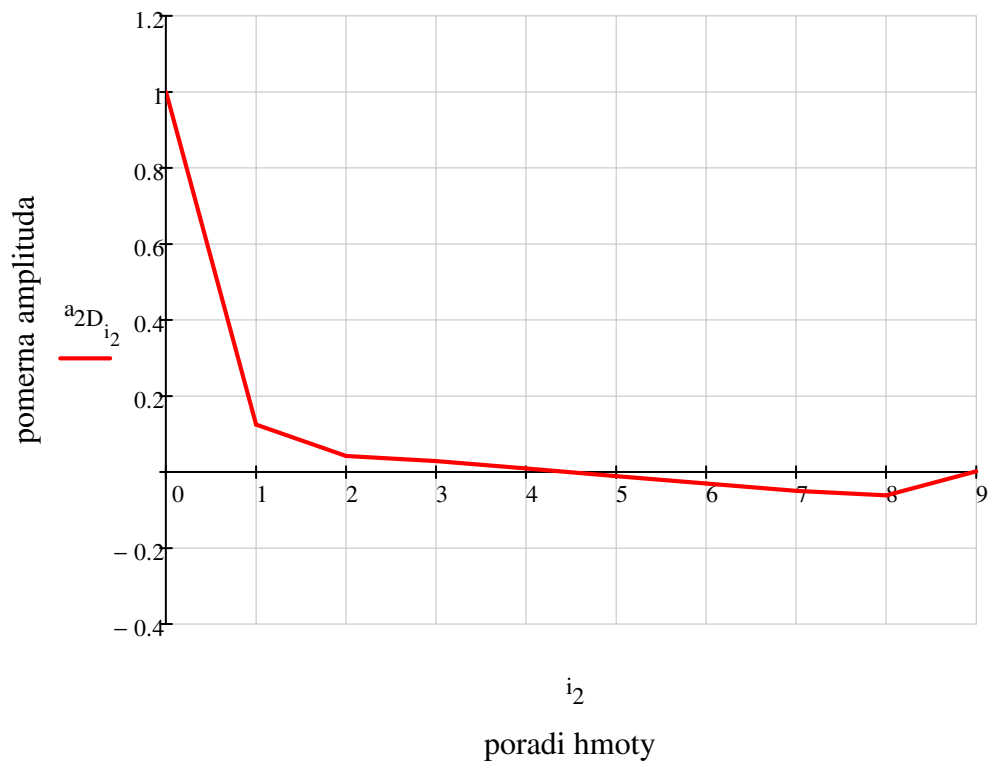


tvar 2. vlastní frekvence

$$a_{2D_{i_2}} := \frac{w_{i_2,7}}{w_{0,7}}$$

$$a_{2D} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0.126 \\ 0.043 \\ 0.029 \\ 9.774 \times 10^{-3} \\ -0.01 \\ -0.03 \\ -0.049 \\ -0.06 \\ 2.16 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

2. tvar kmitání



1.3.2 Vlastní frekvence soustrojí

1. vlastní frekvence

$$N_{1D} := \frac{\Omega_8}{2 \cdot \pi} = 34.3 \cdot \text{Hz}$$

2. vlastní frekvence

$$N_{2D} := \frac{\Omega_7}{2 \cdot \pi} = 114.8 \cdot \text{Hz}$$

1.3.3 Rezonanční otáčky soustrojí

řád harmonické složky

$$\kappa := 0.5, 1 \dots 12$$

rezonanční otáčky pro 1. vlastní frekvenci

$$n_{1_rezD}(\kappa) := \frac{N_{1D}}{\kappa}$$

rezonanční otáčky pro 2. vlastní frekvenci

$$n_{2_rezD}(\kappa) := \frac{N_{2D}}{\kappa}$$

$\kappa =$	$\frac{n_{1_rezD}(\kappa)}{\min} - 1 =$	$\frac{n_{2_rezD}(\kappa)}{\min} - 1 =$
0.5	4116	13778
1	2058	6889
1.5	1372	4593
2	1029	3444
2.5	823	2756
3	686	2296
3.5	588	1968
4	514	1722
4.5	457	1531
5	412	1378
5.5	374	1253
6	343	1148
6.5	317	1060
7	294	984
7.5	274	919
8	257	861
8.5	242	810
9	229	765
9.5	217	725
10	206	689
10.5	196	656
11	187	626
11.5	179	599
12	171	574

1.4 Vlastní tvary a frekvence soustavy s navrženou spojkou

torzní tuhost navržené pružné spojky

$$C_{Tdyn} := 36000 \frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{rad}}$$

matice hmotnosti

$$M := \begin{pmatrix} I_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_6 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_7 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_8 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_9 & 0 \end{pmatrix}$$

matice tuhosti

$$K := \begin{pmatrix} k_0 & -k_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_0 & k_0 + k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_5 & -k_5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 + k_6 & -k_6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_6 & k_6 + k_7 & -k_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_7 & k_7 + C_{Tdyn} & -C_{Tdyn} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{Tdyn} & C_{Tdyn} & 0 \end{pmatrix}$$

$$V := M^{-1} \cdot K$$

$$\lambda := \text{eigenvals}(V)$$

$$\Omega := \sqrt{\lambda}$$

vektor vlastních frekvencí

$$\lambda = \begin{pmatrix} 1.006 \times 10^8 \\ 8.95 \times 10^7 \\ 6.717 \times 10^7 \\ 3.989 \times 10^7 \\ 1.709 \times 10^7 \\ 6.575 \times 10^6 \\ 1.708 \times 10^6 \\ 5.187 \times 10^5 \\ 2.157 \times 10^4 \\ -6.217 \times 10^{-11} \end{pmatrix} \frac{1}{s^2}$$

$$\Omega = \begin{pmatrix} 1.003 \times 10^4 \\ 9.46 \times 10^3 \\ 8.196 \times 10^3 \\ 6.316 \times 10^3 \\ 4.134 \times 10^3 \\ 2.564 \times 10^3 \\ 1.307 \times 10^3 \\ 720.226 \\ 146.854 \\ 7.885i \times 10^{-6} \end{pmatrix} \frac{1}{s}$$

$$w := \text{eigenvecs}(V)$$

modální matice

$$w = \begin{pmatrix} 0 & -0 & -0 & 0.001 & -0.008 & -0.074 & 0.313 & 0.987 & -0.342 & 0.316 \\ -0.017 & 0.018 & 0.029 & -0.062 & 0.215 & 0.746 & -0.586 & 0.127 & -0.33 & 0.316 \\ 0.333 & -0.31 & -0.357 & 0.426 & -0.503 & -0.17 & -0.457 & 0.045 & -0.327 & 0.316 \\ -0.582 & 0.442 & 0.276 & 0.011 & -0.369 & -0.284 & -0.414 & 0.032 & -0.327 & 0.316 \\ 0.493 & -0.1 & 0.406 & -0.575 & 0.065 & -0.367 & -0.326 & 0.012 & -0.326 & 0.316 \\ -0.402 & -0.287 & -0.547 & -0.25 & 0.455 & -0.353 & -0.217 & -0.007 & -0.324 & 0.316 \\ 0.311 & 0.546 & -0.04 & 0.471 & 0.536 & -0.248 & -0.093 & -0.027 & -0.323 & 0.316 \\ -0.219 & -0.562 & 0.574 & 0.446 & 0.253 & -0.077 & 0.038 & -0.046 & -0.321 & 0.316 \\ 0.005 & 0.016 & -0.022 & -0.029 & -0.042 & 0.046 & 0.121 & -0.058 & -0.319 & 0.316 \\ -0 & -0 & 0 & 0 & 0 & -0 & -0.001 & 0.001 & 0.2 & 0.316 \end{pmatrix}$$

1.4.1 Tvary vlastního kmitání

$$i_2 := 0..9$$

tvar 1. vlastní frekvence

$$a_{1N_{i_2}} := \frac{w_{i_2,8}}{w_{0,8}}$$

$$a_{1N} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0.964 \\ 0.957 \\ 0.955 \\ 0.952 \\ 0.948 \\ 0.943 \\ 0.937 \\ 0.933 \\ -0.585 \end{pmatrix}$$

1. tvar kmitání

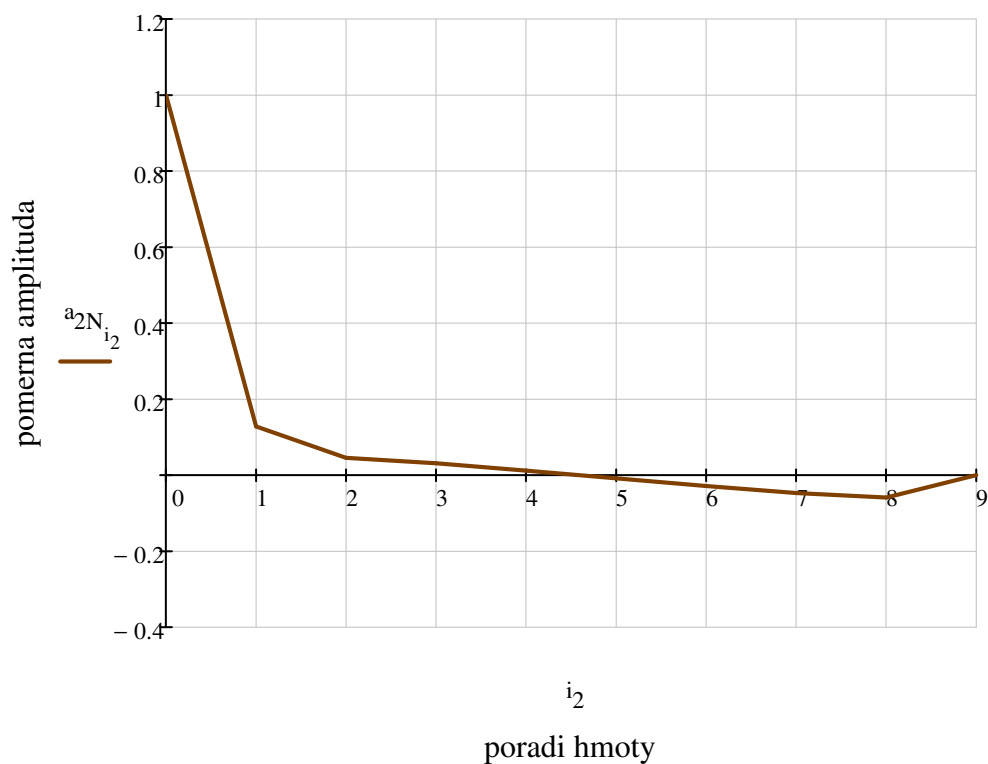


tvář 2. vlastní frekvence

$$a_{2N_{i_2}} := \frac{w_{i_2,7}}{w_{0,7}}$$

$$a_{2N} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0.129 \\ 0.046 \\ 0.032 \\ 0.012 \\ -7.572 \times 10^{-3} \\ -0.027 \\ -0.047 \\ -0.059 \\ 9.526 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

2. tvar kmitání



1.4.2 Vlastní frekvence soustrojí

1. vlastní frekvence

$$N_{1N} := \frac{\Omega_8}{2 \cdot \pi} = 23.4 \text{ Hz}$$

2. vlastní frekvence

$$N_{2N} := \frac{\Omega_7}{2 \cdot \pi} = 114.6 \text{ Hz}$$

1.4.3 Rezonanční otáčky soustrojí

řád harmonické složky

$$\kappa := 0.5, 1 \dots 12$$

rezonanční otáčky pro 1. vlastní frekvenci

$$n_{1_rezN}(\kappa) := \frac{N_{1N}}{\kappa}$$

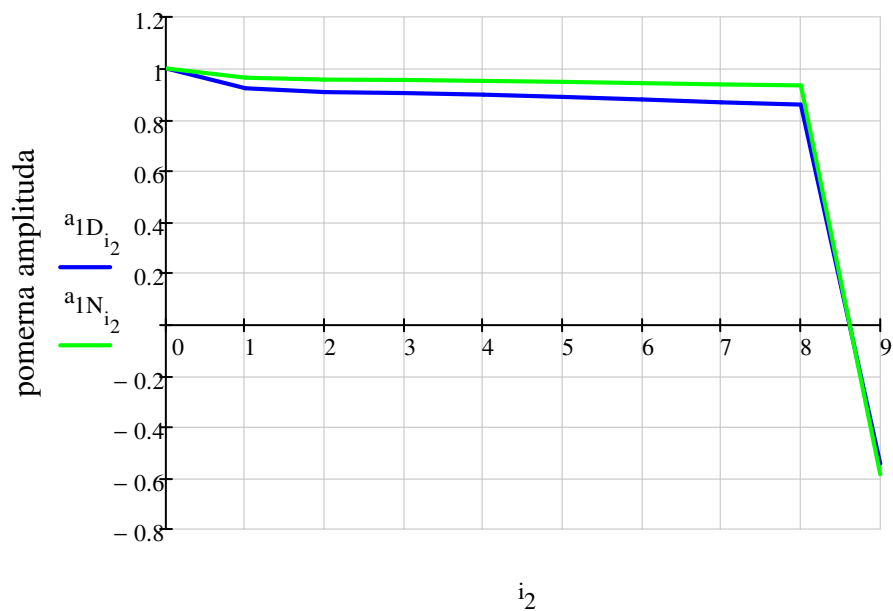
rezonanční otáčky pro 2. vlastní frekvenci

$$n_{2_rezN}(\kappa) := \frac{N_{2N}}{\kappa}$$

$\kappa =$	$\frac{n_{1_rezN}(\kappa)}{\min^{-1}} =$	$\frac{n_{2_rezN}(\kappa)}{\min^{-1}} =$
0.5	2805	13755
1	1402	6878
1.5	935	4585
2	701	3439
2.5	561	2751
3	467	2293
3.5	401	1965
4	351	1719
4.5	312	1528
5	280	1376
5.5	255	1250
6	234	1146
6.5	216	1058
7	200	983
7.5	187	917
8	175	860
8.5	165	809
9	156	764
9.5	148	724
10	140	688
10.5	134	655
11	127	625
11.5	122	598
12	117	573

1.5 Porovnání vlastních tvarů soustav s dodanou a navrženou spojkou

1. tvar kmitání



2. tvar kmitání

